

Sviluppo di Algoritmi in Tempo Reale per la Simulazione, il Monitoraggio e la Diagnostica di Sistemi Ferroviari

Original

Sviluppo di Algoritmi in Tempo Reale per la Simulazione, il Monitoraggio e la Diagnostica di Sistemi Ferroviari / Zampieri, Nicolo'. - (2014). [10.6092/polito/porto/2534692]

Availability:

This version is available at: 11583/2534692 since:

Publisher:

Politecnico di Torino

Published

DOI:10.6092/polito/porto/2534692

Terms of use:

Altro tipo di accesso

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

Publisher copyright

(Article begins on next page)

POLITECNICO DI TORINO

**XXVI Ciclo di Dottorato
Corso di Dottorato in Meccanica
(S.S.D. ING-IND/14)**

Tesi di Dottorato

**Sviluppo di Algoritmi in Tempo Reale per la Simulazione, il Monitoraggio e
la Diagnostica di Sistemi Ferroviari**



**Candidato:
Nicolò Zampieri**

**Responsabile Scientifico:
Prof. Antonio Gugliotta**

Coordinatione: Prof. Luigi Garibaldi

Marzo 2014

a Nadia

alla mia famiglia

Indice

1. INTRODUZIONE	13
1.1. Obiettivi della tesi.....	14
2. IL PROBLEMA DEL CONTATTO RUOTA-ROTAIA	15
2.1. Il problema normale: determinazione delle forze di vincolo	18
2.2. Il problema tangenziale: determinazione delle forze di attrito	22
2.3. Implementazione dell'algoritmo di contatto RTCONTACT	33
2.3.1. Il modulo geometrico	36
2.3.1.1. L'algoritmo Contact.....	41
2.3.1.2. L'algoritmo Contactpoint.....	46
2.3.2. Il modulo di Hertz.....	49
2.3.3. Il modulo cinematico	52
2.3.4. Il modulo per il calcolo delle forze tangenziali.....	55
2.4. Il modello di usura.....	56
2.5. Parallelizzazione dell'algoritmo di contatto RTCONTACT	63
2.6. Determinazione del coefficiente d'attrito	68
2.7. Validazione numerica dell'algoritmo RTCONTACT	69
2.7.1. Confronto con il "Manchester Contact Benchmark"	71
2.7.2. Confronto con la norma UIC 519	75
2.7.3. Confronto con il codice commerciale Simpack	77
2.7.3.1. Modello di sala singola in cosimulazione	79
2.7.3.2. Modello di sala singola standalone	81

2.7.3.3. Risultati ottenuti	83
3. STUDIO E SVILUPPO DI BANCHI PROVA FERROVIARI.....	92
3.1. Il banco prova Roller-Rig in scala ridotta	93
3.1.1. Validazione sperimentale dell'algoritmo RTCONTACT	98
3.1.2. Studio dell'adesione e algoritmo per il controllo trazione.....	103
3.1.2.1. Apparato sperimentale per i test di adesione	105
3.1.2.2. Motorizzazione e sistema di controllo motori.....	109
3.1.2.3. Sistema di controllo e acquisizione	111
3.1.2.4. Strategia di controllo	112
3.1.2.5. Calcolo del microscorrimento ottimale	118
3.1.2.6. Utilizzo dell'algoritmo RTCONTACT nel sistema di controllo trazione	124
3.1.2.7. Prove sperimentali dell'algoritmo di trazione	125
3.1.3. Validazione sperimentale dell'algoritmo di usura	134
3.1.3.1. Prove sperimentali di usura	136
3.1.3.2. Risultati sperimentali delle prove di usura.....	137
3.2. Il banco prova boccole.....	141
3.3. Il banco prova sedili	146
3.3.1. Il banco prova schiume	149
3.3.2. Il banco prova sedili	152
3.3.2.1. Sistema meccanico del banco prova sedili.....	153
3.3.2.2. Sistema di controllo e acquisizione dati	156
3.3.2.3. Prove sperimentali	161
4. STUDIO E PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI MONITORAGGIO ONBOARD.....	163

4.1. Architettura del sistema	165
4.1.1. Sensori e coperchio boccola.....	168
4.1.2. Sistema elettrico	176
4.1.3. Sistema di acquisizione	179
4.2. Funzioni di monitoraggio	181
4.2.1. Monitoraggio temperatura boccole	186
4.2.2. Monitoraggio temperatura dischi freno	188
4.2.3. Monitoraggio accelerazioni in cassa.....	188
4.2.4. Monitoraggio accelerazioni verticali in boccola.....	195
4.2.5. Monitoraggio accelerazioni longitudinali in boccola	197
4.2.6. Monitoraggio delle accelerazioni laterali e longitudinali in boccola	199
4.2.7. Monitoraggio delle accelerazioni laterali e verticali in cassa.....	199
4.3. Installazione del sistema su veicolo e prove preliminari.....	201
5. CONCLUSIONI	220
6. BIBLIOGRAFIA.....	222

Indice delle figure

Fig. 1: Scartamento su ruote e binario.....	16
Fig. 2: Punto di contatto al variare della posizione laterale della sala.....	17
Fig. 3: Profilo ruota ORE S1002.	17
Fig. 4: Scartamento su ruote e binario.....	19
Fig. 5: Forze agenti sulla sala con profili stilizzati e in condizioni statiche.	20
Fig. 6: Forza di trazione ruota-rotaia secondo il modello Coulombiano e il modello di Carter.....	24
Fig. 7: Forma dell'area di adesione secondo le diverse teorie proposte in letteratura.	26
Fig. 8: Forma delle aree di adesione e scorrimento al variare dei tre microscorrimenti.	30
Fig. 9: Architettura dell'algoritmo RTCONTACT.	36
Fig. 10: Confronto della traiettoria seguita dalla sala nel caso di contatto rigido ed elastico.....	38
Fig. 11: Schema del modulo geometrico dell'algoritmo RTCONTACT.	40
Fig. 12: Sistema di riferimento adottato per lo sviluppo dell'algoritmo di contatto.....	41
Fig. 13: Troncamento del profilo ruota.	42
Fig. 14: Shift del punto di contatto nel caso di profili conici.....	45
Fig. 15: Segmenti che congiungono i punti contatto relativi a ruote e rotaie.....	47
Fig. 16: Segmenti che congiungono i punti contatto relativi a ruote e rotaie dopo la roto-traslazione.	48
Fig. 17: Velocità della sala sul piano xy.	53
Fig. 18: Velocità della sala sul piano yz.	53
Fig. 19: Velocità della sala sul piano xz.	54
Fig. 20: Discretizzazione dell'area di contatto.	58
Fig. 21: Metodo adottato per la rimozione del materiale dai profili di ruota e rotaia. .	62
Fig. 22: Parallelizzazione dell'algoritmo di contatto per il modello numerico di una carrozza.	65
Fig. 23: Suddivisione dei moduli dell'algoritmo RTCONTACT su due processori.	66
Fig. 24: Modello numerico real-time di una carrozza ferroviaria.	67

Fig. 25: Schema del metodo di calcolo impiegato per lo studio dinamico della carrozza ferroviaria.....	67
Fig. 26: Angolo di contatto misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.	72
Fig. 27: Microscorrimento di spin misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.	74
Fig. 28: Microscorrimento longitudinale misurato sulla ruota sinistra al variare della posizione laterale della sala.	74
Fig. 29: Microscorrimento laterale misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.	75
Fig. 30: Differenza dei raggi di rotolamento destro e sinistro al variare della posizione laterale della sala.	77
Fig. 31: Modello Simulink di sala singola su tracciato in cosimulazione con Simpack.	80
Fig. 32: Evoluzione dello spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici.	84
Fig. 33: Evoluzione dello spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici (simulazione 5s).	85
Fig. 34: Evoluzione dell'angolo di imbardata della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici.	86
Fig. 35: Diagramma di stabilità della sala secondo i tre modelli numerici.....	87
Fig. 36: Spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici nel caso di basso valore del coefficiente d'attrito ($\mu=0,02$).....	87
Fig. 37: Velocità longitudinale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici...	88
Fig. 38: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello <i>standalone</i>).....	88
Fig. 39: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello in cosimulazione).....	89
Fig. 40: Risultante della forza laterale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello <i>standalone</i>).....	90
Fig. 41: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello in cosimulazione).....	90

Fig. 42: I rulli di trazione del banco prova Roller-Rig.	95
Fig. 43: Modello in scala 1:4 di carrello ferroviario installato su banco prova Roller-Rig.	96
Fig. 44: Assieme del banco prova Roller-Rig.....	97
Fig. 45: Banco prova Roller-Rig in modalità sala singola.....	97
Fig. 46: Banco prova Roller-Rig in modalità sala singola.....	98
Fig. 47: Accoppiamento tra il rullo e il cerchione.....	100
Fig. 48: Confronto sperimentale - numerico della forza di scorrimento longitudinale agente tra la ruota e il rullo.	101
Fig. 49: Banco prova Roller-Rig in configurazione di sala singola per le prove di adesione.	106
Fig. 50: Sistema per la misura della forza di precarico della sospensione primaria della sala.....	107
Fig. 51: Schema del sistema di controllo e acquisizione.....	107
Fig. 52: Schema della logica di controllo degli azionamenti.....	110
Fig. 53: Sistema di controllo trazione: processo di calcolo della coppia limite.	112
Fig. 54: Curve di adesione in condizioni di asciutto e bagnato: visualizzazione del punto in cui lo sforzo di trazione è massimo.	113
Fig. 55: Algoritmo di controllo trazione sviluppato in LabVIEW.....	114
Fig. 56: Applicazione della coppia nella fase iniziale di controllo	117
Fig. 57: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 860 rpm e un carico verticale di 37 kg.....	119
Fig. 58: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 717 rpm e un carico verticale di 37 kg.....	120
Fig. 59: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 1003 rpm e un carico verticale di 37 kg.....	121
Fig. 60: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 358 rpm e un carico verticale di 42 kg.....	121
Fig. 61: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 358 rpm e un carico verticale di 47 kg.....	122
Fig. 62: Sistema utilizzato per l'iniezione d'acqua tra la ruota e il rullo.....	123
Fig. 63: Curva di regressione per il calcolo del microscorrimento ottimale ξ_{OPT}	124

Fig. 64: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con velocità di riferimento costante (100 rpm) e richiesta di coppia variabile.	128
Fig. 65: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con velocità di riferimento costante (300 rpm) e richiesta di coppia variabile.	129
Fig. 66: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con richiesta di coppia costante (50% della coppia massima) e velocità di riferimento variabile.	130
Fig. 67: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con richiesta di coppia costante (100% della coppia massima) e velocità di riferimento variabile.	131
Fig. 68: Prova in condizioni di asciutto/bagnato con velocità di riferimento costante (160 rpm) e richiesta di coppia pari al 70% della coppia massima.	132
Fig. 69: Prova in condizioni di asciutto/bagnato con velocità di riferimento costante (160 rpm) e richiesta di coppia pari al 100% della coppia massima.	133
Fig. 70: Dettaglio del sistema utilizzato per l'acquisizione dei profili di ruota e rullo.	135
Fig. 71: Forma del profilo ruota dopo le prove (le unità sono in mm): confronto dei risultati numerici e sperimentali (tutte le prove sono state effettuate con una velocità di riferimento di 500 rpm fatta eccezione per l'ultima, eseguita a 250 rpm).	139
Fig. 72: Forma del profilo rullo dopo le prove (le unità sono in mm): confronto dei risultati numerici e sperimentali (tutte le prove sono state effettuate con una velocità di riferimento di 500 rpm fatta eccezione per l'ultima, eseguita a 250 rpm).	140
Fig. 73: Superficie del profilo ruota dopo le prove con scorrimento di 0.25 e 0.05. .	141
Fig. 74: Assieme del banco prova boccole.	142
Fig. 75: Dettaglio del sistema di attacco della boccola alla piastra del basamento. .	142
Fig. 76: Giunto di collegamento dell'albero motore con l'assile.	143
Fig. 77: Disegno costruttivo del giunto di collegamento dell'albero motore con l'assile.	143
Fig. 78: Sistema di supporto del motore con dettaglio del collegamento al torsionometro.	144
Fig. 79: Vista 3D del motore e del sistema di attacco al basamento.	145
Fig. 80: Banco prova per lo caratterizzazione della schiuma di sedili ferroviari.	148
Fig. 81: Banco prova sedili a quattro gradi di libertà per riprodurre i movimenti della cassa.	148

Fig. 82: Curva tensione-deformazione per diverse geometrie di provino.....	151
Fig. 83: Curva caratteristica delle schiume flessibili.....	152
Fig. 84: Componenti del banco prova sedili.....	154
Fig. 85: Cerniera del telaio inferiore per garantire il moto di rollio.....	155
Fig. 86: Sistema basculante a doppia bielletta.....	155
Fig. 87: Quadro di potenza del banco prova sedili.....	157
Fig. 88: Sistema di controllo del banco prova sedili.....	158
Fig. 89: Modello numerico di un veicolo a due piani Vivalto.....	158
Fig. 90: Schema del sistema di controllo del banco prova sedili.....	160
Fig. 91: Funzione di trasferimento banco prova-sedile ottenuta con accelerazione di $0,5 \text{ m/s}^2$	162
Fig. 92: Funzione di trasferimento banco prova-sedile ottenuta con accelerazione di 1 m/s^2	162
Fig. 93: Sensori installati su un carrello del veicolo.....	166
Fig. 94: Sistema di monitoraggio completo per un carrello.....	167
Fig. 95: Schema della centralina di monitoraggio con dettaglio delle schede di acquisizione e controllo.....	167
Fig. 96: Spaccato del coperchio boccola con dettaglio dei sensori installati e del sistema di trascinamento.....	168
Fig. 97: Differenti sistemi di trascinamento encoder.....	169
Fig. 98: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli Y25 e B18.....	170
Fig. 99: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli ORE.....	170
Fig. 100: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli ORE (con sistema di precarico cuscinetti a 4 viti).....	171
Fig. 101: Spaccato del coperchio boccola in cui non è installato l'encoder.....	171
Fig. 102: Parte del coperchio boccola contenente i sensori che si accoppia con il corpo boccola.....	172
Fig. 103: Coperchio encoder su cui è stata ricavata la sede per il montaggio del connettore multipolare.....	173
Fig. 104: Tappo del coperchio encoder.....	174

Fig. 105: Dimensioni e schema elettrico dell'accelerometro piezoelettrico.....	175
Fig. 106: Encoder ELA EM 520.....	175
Fig. 107: Scatola contenente l'elettronica del sistema di monitoraggio.	177
Fig. 108: Disegno della scatola contenente l'elettronica del sistema di monitoraggio.	177
Fig. 109: Cavo con guaina esterna di protezione e connettore.	178
Fig. 110: Connettore circolare multipolare.....	179
Fig. 111: Logica di funzionamento del sistema di monitoraggio.	180
Fig. 112: Interfaccia utente del programma eseguito sul computer in cabina di guida.	184
Fig. 113: Schema semplificato di funzionamento dell'algoritmo di monitoraggio eseguito sul PC target.	185
Fig. 114: Schema semplificato di funzionamento dell'algoritmo di monitoraggio eseguito sul PC target.	187
Fig. 115: Funzioni di trasferimento boccola-cassa e curve limite.	193
Fig. 116: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni in cassa.	194
Fig. 117: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola.....	196
Fig. 118: Coperchio boccola strumentato installato sul banco prova boccole.	197
Fig. 119: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola.....	198
Fig. 120: Accelerazione laterale misurata in cassa del veicolo e filtrata con filtro passa basso.	200
Fig. 121: Schema di installazione del sistema di monitoraggio su uno dei carrelli del veicolo merci.	202
Fig. 122: Sistema di monitoraggio installato su carro merci.	203
Fig. 123: Interfaccia utente del programma di monitoraggio eseguita durante le prove.	203
Fig. 124: Carro merci e automotrice utilizzati durante la campagna di prove sperimentali.	204
Fig. 125: Planimetria del tracciato Peschici-San Severo.	205

Fig. 126: Altimetria del tracciato Peschici-San Severo.	206
Fig. 127: Temperatura rilevata su due boccole appartenenti allo stesso asse durante le prove.	207
Fig. 128: Confronto tra le accelerazioni rilevate sulla boccola B22 e quelle rilevate in cassa in un tratto compreso tra San Severo e San Marco in Lamis.	208
Fig. 129: Confronto tra le accelerazioni rilevate sulla boccola B22 e quelle rilevate in cassa in un tratto compreso tra San Marco in Lamis e San Nicandro.	209
Fig. 130: Accelerazioni rilevate sulla cassa e sulla boccola B22 necessarie per il calcolo dei parametri relativi a sicurezza e comportamento in ordine di marcia secondo la UIC 518.	210
Fig. 131: Accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).	211
Fig. 132: Accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).	212
Fig. 133: Accelerazione laterale in boccola B22 rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).	213
Fig. 134: Accelerazioni laterale in boccola B22 rielaborata secondo la UIC 518 per la valutazione della stabilità di marcia del veicolo.	214
Fig. 135: Accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).	215
Fig. 136: Accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).	216
Fig. 137: Valore r.m.s. dell'accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).	217
Fig. 138: Valore r.m.s. dell'accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).	218
Fig. 139: Valore r.m.s. dell'accelerazione laterale quasi statica in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (stabilità laterale).	219

Indice delle tabelle

Tab. 1: Tabella per il calcolo degli integrali ellittici.....	51
Tab. 2: Tabella per la determinazione del coefficiente di usura K	56
Tab. 3: Tabella per la determinazione del coefficiente di usura K determinata sperimentalmente.....	57
Tab. 4: Durezze Brinell dei materiali impiegati per la costruzione di ruote e rulli.....	57
Tab. 5: Parametri degli anelli di velocità (controllo PID) e corrente (controllo PI) degli azionamenti.....	110
Tab. 6: Prove di adesione effettuate sul banco prova Roller-Rig.....	122
Tab. 7: Parametri della legge per il calcolo del microscorrimento ottimale.....	123
Tab. 8: Sintesi delle prove di usura effettuate sul banco prova Roller-Rig con profili ruota conici.....	137
Tab. 9: Caratteristiche meccaniche della schiuma.	150
Tab. 10: Caratteristiche geometriche dei campioni di schiuma analizzati.	150
Tab. 11: Caratteristiche cinematiche del banco prova sedili.	153
Tab. 12: Caratteristiche elettriche degli accelerometri installati in boccola.....	174
Tab. 13: Caratteristiche elettriche delle termoresistenze installate in boccola.	175
Tab. 14: Caratteristiche elettriche e meccaniche dell'encoder ELA EM 520.	176
Tab. 15: Distinta base scatola del sistema di monitoraggio.....	178
Tab. 16: Scheda tecnica della scheda di input analogico NI-9239.	179
Tab. 17: Scheda tecnica della scheda di input digitale NI-6501 OEM.....	180
Tab. 18: Comparazione tra il valore assunto dall'indice di comfort e le sensazioni percepite dal passeggero.	190
Tab. 19: Dati principali della linea ferroviaria San Severo-Peschici.....	205

1. Introduzione

Il trasporto ferroviario in questo ultimo decennio, è divenuto protagonista di un periodo di grande espansione ed evoluzione tecnologica; il successo è dovuto all'elevata capacità di carico con la potenzialità di soppiantare ogni altro sistema nelle zone metropolitane, non solo nel trasporto passeggeri su brevi e medie distanze, ma anche nel trasporto merci. Tale sistema di trasporto, inoltre, garantisce un basso impatto ambientale in un periodo storico in cui le fonti energetiche stanno diventando sempre più carenti e il livello di inquinamento delle zone industrializzate raggiunge livelli di gran lunga superiori ai livelli massimi dettati dall'Unione Europea. Per queste motivazioni l'Unione Europea ha dato una grande spinta, in termini di finanziamenti, per la costruzione di nuove linee ferroviarie ad alta velocità per il trasporto passeggeri e ad alta capacità per il trasporto merci. La disponibilità di consistenti fondi europei ha permesso la realizzazione di nuove linee per il traffico inter-europeo, rendendo, così, competitivo il trasporto su rotaia competitivo sulle medie distanze a discapito del trasporto aereo.

Nonostante alcuni paesi europei abbiano investito in tale ambito ottenendo sviluppi ed esiti positivi, la situazione non è omogenea in tutta Europa: il sistema ferroviario rimane in una situazione stagnante in molti Paesi membri dell'UE, in particolar modo soprattutto nel settore delle linee ad alta velocità. A riprova di tale affermazione si hanno i dati statistici: dal 2000 ad oggi il trasporto ferroviario passeggeri è rimasto mediamente costante con una quota del 6%, mentre il trasporto merci su rotaia è diminuito, passando dall'11.5% al 10.2%. L'incapacità di far fronte alle necessità di un trasporto capillare disperso su vaste aree con volumi di trasporto limitati è, principalmente, il limite del trasporto ferroviario.

L'Unione Europea, per far fronte a tale situazione, ha nuovamente stanziato ingenti fondi, con il duplice obiettivo da un lato di permettere la futura riduzione dei costi dei servizi ferroviari, dall'altro di aumentare nel contempo capacità, frequenza e affidabilità della rete ferroviaria Europea.

Nell'ottica di migliorare l'affidabilità del trasporto ferroviario un importante contributo è dato dai sistemi di monitoraggio a bordo veicolo, che attualmente si trovano esclusivamente installati su veicoli ad alta velocità, dove l'investimento per questi

sistemi è giustificato dall'elevato costo di tale tipologia di rotabili. In realtà anche veicoli passeggeri con prestazioni inferiori e veicoli merci potrebbero trarre grandi benefici da questi dispositivi.

Per venire incontro a tale esigenza, risulta necessario sviluppare nuovi sistemi di monitoraggio a basso costo, che non solo permettano di controllare le condizioni di marcia del veicolo, ma che possano anche essere utilizzati per sviluppare un piano di manutenzione preventiva. Un sicuro beneficio che, infatti, si potrebbe trarre da questi sistemi è la riduzione dei costi associati ai guasti, al fine di migliorare le procedure di manutenzione.

Senza dubbio le potenzialità di un sistema di monitoraggio sono fortemente condizionate dalla qualità degli algoritmi utilizzati per elaborare i segnali acquisiti, con lo scopo di rilevare eventuali anomalie o di marcia o a livello di componente del veicolo. Lo sviluppo di tali algoritmi predittivi e diagnostici richiede lunghe attività di ricerca, che non possono essere effettuate in linea a causa degli elevati costi dovuti alla messa a punto di un apposito veicolo di prova e dell'occupazione della linea. Per questa ragione, lo sviluppo e la calibrazione di questi algoritmi devono essere effettuati su appositi banchi prova che consentono di testare gli algoritmi in laboratorio, garantendo una buona ripetibilità dei risultati e allo stesso tempo riducendo notevolmente i costi.

1.1. Obiettivi della tesi

L'obiettivo della tesi di dottorato è lo studio di problematiche correlate alla dinamica ferroviaria, al fine di sviluppare un sistema di monitoraggio che possa essere installato su diverse tipologie di veicolo. Il sistema di monitoraggio deve essere in grado di rilevare in tempo reale condizioni di marcia pericolose e eventuali anomalie di alcuni dei suoi componenti più importanti: boccole, freni, sospensione primaria e secondaria. Il sistema di monitoraggio include algoritmi *ad hoc* che sono stati sviluppati mediante l'utilizzo di appositi banchi prova ferroviari, che ne permettono la validazione in laboratorio senza dover ricorrere a prove in linea. La tesi tratta, inoltre, lo sviluppo di un algoritmo di contatto in tempo reale che può essere incluso nel sistema di monitoraggio, finalizzato alla valutazione in tempo reale delle forze scambiate tra ruota e rotaia, che sono di fondamentale importanza per valutare la

dinamica del veicolo. L'algoritmo di contatto è stato impiegato per effettuare studi di adesione e di usura su banco prova Roller-Rig. Il risultato finale dell'attività di ricerca è un primo prototipo di sistema di monitoraggio, testato su un veicolo reale. Gli algoritmi, che eseguono le diverse funzioni di monitoraggio, sono in grado di rilevare sia problemi legati alla stabilità del veicolo (deragliamenti, instabilità), sia eventuali anomalie di alcuni componenti del veicolo.

2. Il problema del contatto ruota-rotaia

L'interazione linea-veicolo, è uno degli aspetti più importanti per lo studio del sistema ferroviario, ed è dovuta all'accoppiamento geometrico che si instaura tra i profili delle ruote e delle rotaie. L'accoppiamento geometrico ha tre funzioni principali:

- Funzione di supporto del veicolo sulla linea.
- Funzione di guida del veicolo sulla linea, esercitando un'azione di vincolo che impone alla traiettoria del veicolo di seguire il tracciato.
- Funzione di trazione e frenatura del veicolo, che si realizza mediante lo scambio di sforzi d'attrito tra ruota e rotaia.

La geometria dei profili di ruota e rotaia ha, dunque, una grande importanza per la stabilità del veicolo. Le ruote hanno un profilo con una conicità di 1/20 che permette l'auto-centramento della ruota rispetto al tracciato, in modo tale che, quando la ruota subisce uno spostamento laterale, si genera una componente di forza laterale non compensata, il cui effetto è quello di riportare la ruota verso la linea media del tracciato. In campo ferroviario è denominato con il termine ruota l'insieme composto dall'assile e le due ruote, le quali sono rigidamente connesse all'assile stesso. La conicità della ruota non è sufficiente a garantire il contenimento del veicolo in curva e per questo motivo il profilo della ruota è terminato con una zona ad elevata conicità (60° - 70°), denominata bordino o flangia. Le due ruote sono calettate sull'assile in maniera tale che la distanza tra i due profili ruota, misurata a una distanza di 10 mm dalla sommità della rotaia, sia pari a 1426 mm, vedi Fig. 1. Un'altra grandezza molto importante per la geometria del tracciato è lo scartamento, che misura la distanza tra due punti presi sul fianco interno delle due rotaie ad una distanza di 14 mm dalla

sommità delle rotaie stesse. Il valore dello scartamento in Italia è pari a 1435 mm e, quindi, per spostare il punto di contatto dalla tavola di rotolamento alla flangia è necessario uno spostamento laterale della sala di 4.5 mm. In realtà, in curva lo scartamento è normalmente allargato e, quindi, il gioco tra il bordino della ruota e il fianco interno della rotaia è maggiore.

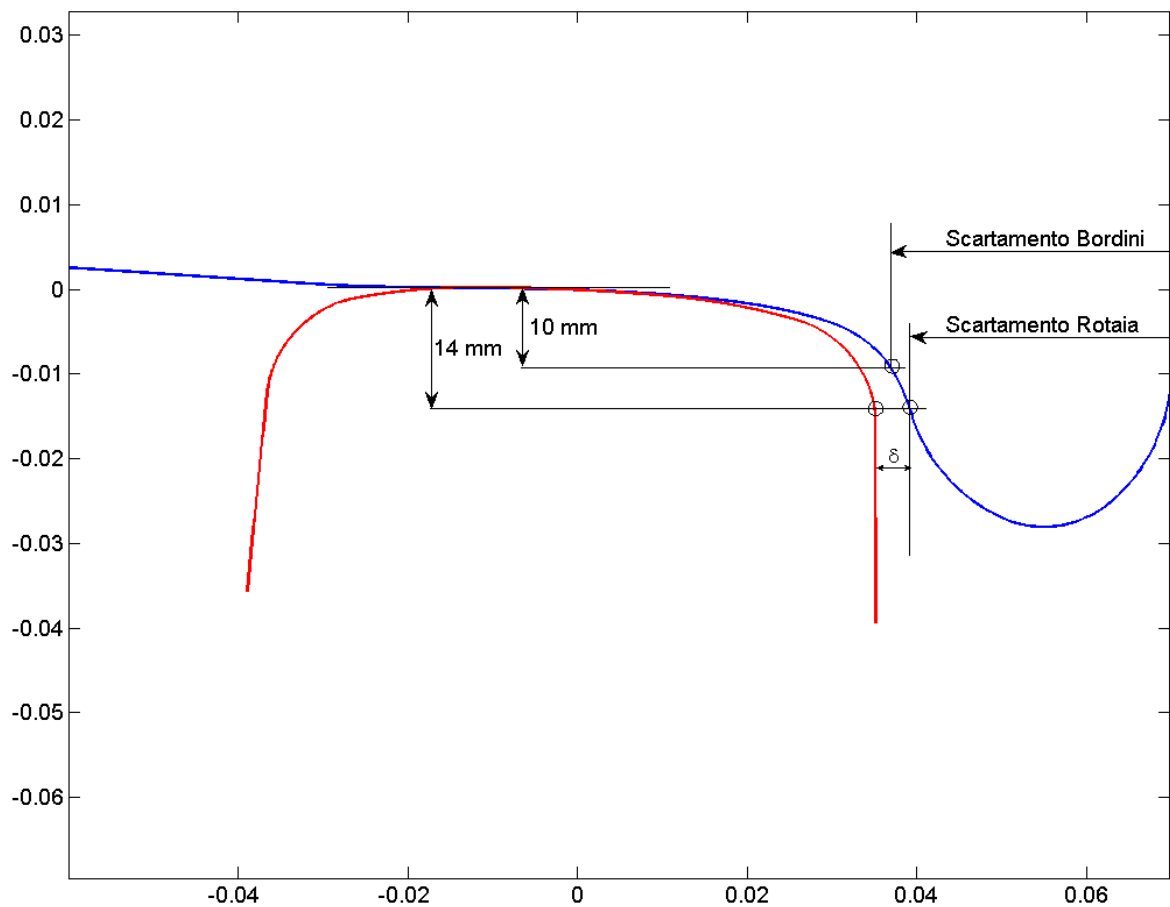


Fig. 1: Scartamento su ruote e binario.

Le rotaie sono montate con un certo angolo di posa (in Italia pari a $1/20$) in maniera tale che la ruota vada a contatto sulla sommità della rotaia, come visibile in Fig. 1; se, infatti, l'angolo di posa fosse nullo la ruota, a causa della sua conicità, andrebbe in contatto sul fianco della rotaia. Questa condizione non è accettabile perché comporterebbe urti tra il bordino e il fianco della rotaia, causati dal repentino passaggio da una condizione di contatto sulla tavola di rotolamento ad una condizione di contatto sulla flangia, vedi Fig. 2.

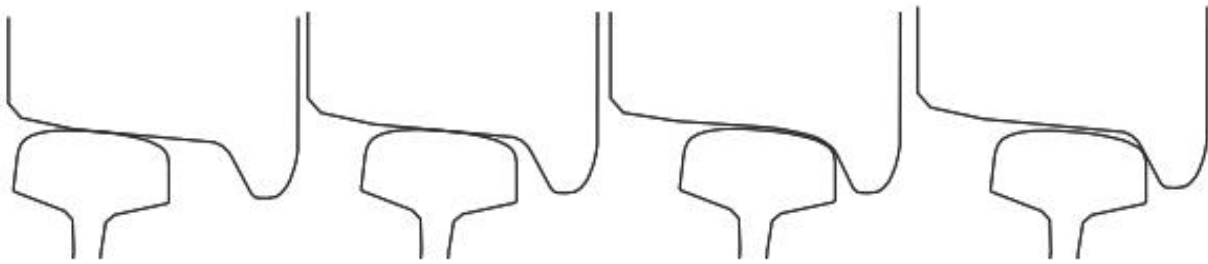


Fig. 2: Punto di contatto al variare della posizione laterale della sala.

Il diametro delle ruote dipende dalla tipologia di veicolo e in generale i veicoli rimorchiati hanno un raggio di 0.46 m mentre le motrici di 0.5 m. La geometria del profilo delle ruote è dettato dai documenti prodotti dall'ORE e il profilo ruota normalmente adottato è denominato S1002. Questo profilo, vedi Fig. 3, presenta una conicità variabile in modo tale da ridurre l'usura rispetto a un profilo conico, che, avendo un diverso angolo di contatto rispetto a quello della rotaia genera pressioni di contatto più elevate.

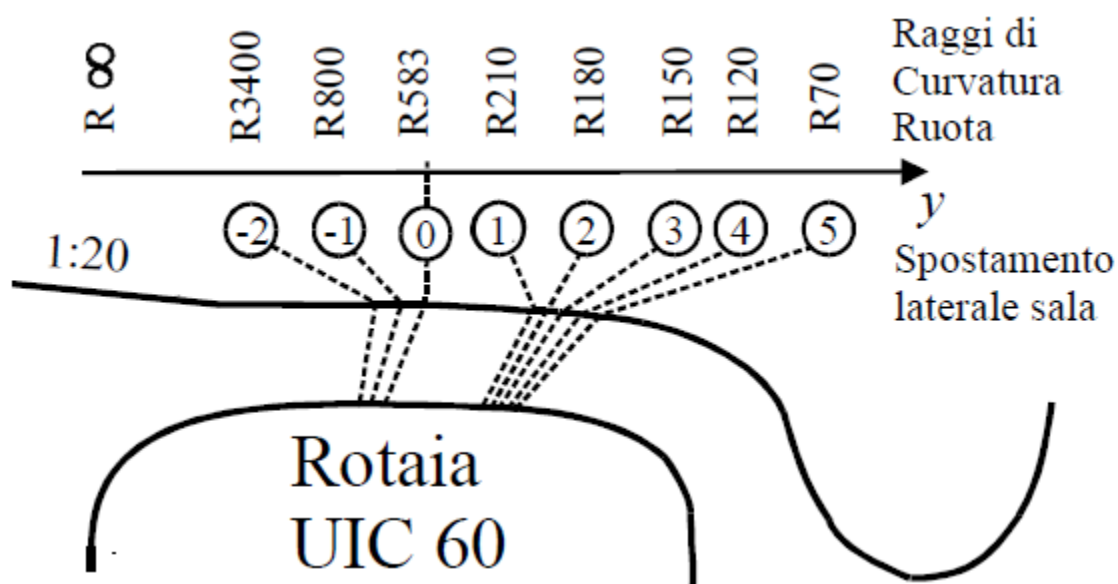


Fig. 3: Profilo ruota ORE S1002.

In generale, le forze di contatto scambiate tra ruota e rotaia possono essere suddivise in due categorie sulla base della loro natura: forze di vincolo, causate dalle deformazioni dei due corpi a contatto, e forze d'attrito, dovute al moto relativo di ruota e rotaia. Queste ultime sono molto complesse da calcolare, dato che richiedono processi iterativi per la determinazione delle pressioni tangenziali e sono influenzate

dalla posizione del punto di contatto. Le forze di vincolo sono, invece, calcolabili sulla base delle equazioni di equilibrio del sistema e, in generale, il loro calcolo non richiede grandi difficoltà. Queste forze sono, inoltre, calcolabili analiticamente, se si considerano profili ruota e rotaia semplificati.

2.1. Il problema normale: determinazione delle forze di vincolo

Le forze di vincolo possono essere calcolate analiticamente, se si considera il moto di una sala con profili conici su rotaie puntiformi. Si consideri un binario rettilineo con semi-scartamento pari a S , e si aggiunga a ciò che il contatto sia puntiforme alla sommità di ciascuna rotaia. Se si immagina di traslare la rotaia lateralmente di una quantità y , come indicato in Fig. 4, gli angoli formati dalla ruota destra e dalla sinistra con l'orizzontale, e i rispettivi raggi di contatto sono diversi. Infatti, a causa della traslazione laterale y , la sala, per mantenere l'accoppiamento con il binario, deve ruotare di un angolo θ , detto angolo di rollio, rispetto alla direzione di avanzamento. Il sollevamento del punto di contatto sulla ruota destra, causato dalla traslazione y della sala, è calcolabile tramite l'Eq. 1, dove R_0 è il raggio di rotolamento a sala centrata.

$$R_D - R_0 = \Delta R_D = -y \tan \gamma_D \cong -y \gamma_D \quad (1)$$

Il raggio di rotolamento della ruota sinistra, invece, si riduce di una quantità calcolabile mediante l'Eq. (2).

$$R_S - R_0 = \Delta R_S = -y \tan \gamma_S \cong -y \gamma_S \quad (2)$$

Se si indica con λ la conicità del cerchione, è possibile correlare gli angoli di contatto γ_d e γ_s con l'angolo di rollio θ della sala, mediante le Eq. 3 e 4.

$$\gamma_D = \lambda + \vartheta \quad (3)$$

$$\gamma_S = \lambda - \vartheta \quad (4)$$

Mediante semplici considerazioni geometriche è possibile ricavare l'angolo di rollio tramite l'Eq. 5.

$$\vartheta \cong \tan \vartheta = -\frac{\Delta R_D - \Delta R_S}{2S} \quad (5)$$

Sostituendo le Eq. 1 e 2 nell'Eq. 5 si ottiene l'Eq. 6.

$$\vartheta = -\frac{y\gamma_D + y\gamma_S}{2S} = -(\gamma_D + \gamma_S) \frac{y}{2S} \quad (6)$$

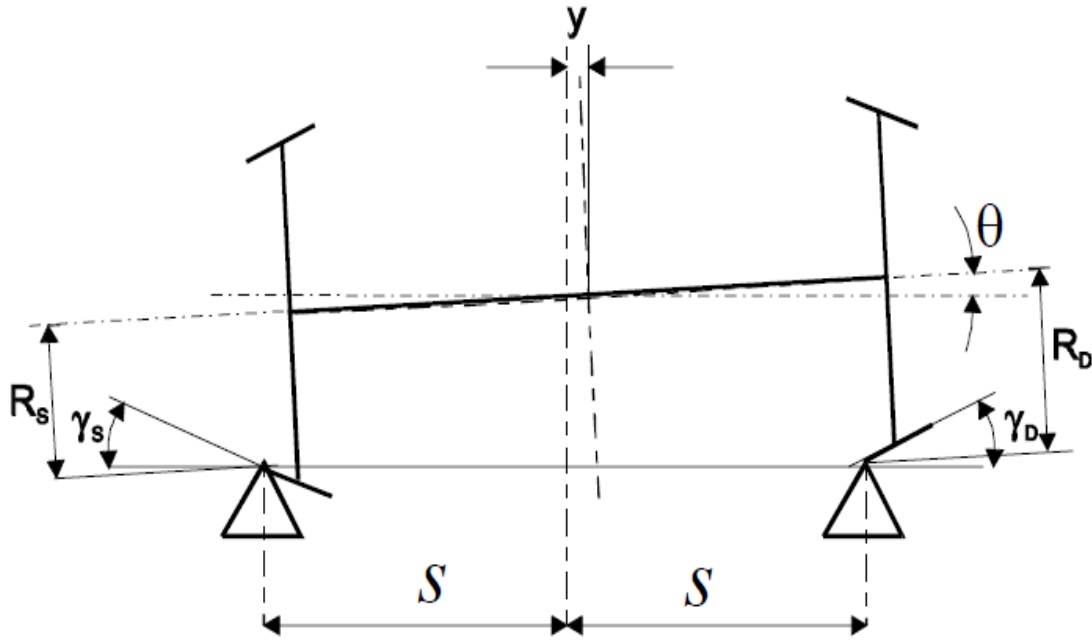


Fig. 4: Scartamento su ruote e binario.

L'angolo θ può essere calcolato in funzione del solo spostamento laterale y della sala sostituendo le Eq. 3 e 4 nell'Eq. 6.

$$\vartheta = -\frac{\lambda}{S} y \quad (7)$$

Lo spostamento verticale z del centro della sala può anch'esso essere espresso come funzione del solo spostamento laterale y , vedi Eq. 8.

$$z = \frac{\Delta R_D - \Delta R_S}{2} = y \left(\frac{\gamma_D + \gamma_S}{2} \right) = \lambda y \quad (8)$$

Nel caso di contatto rigido si ha, quindi, che lo spostamento verticale z e l'angolo di rollio θ della sala sono due gradi di libertà dipendenti, calcolabili in funzione del grado di libertà indipendente y . Più avanti nella trattazione del problema del contatto ruota-rotaia si vedrà che, nel caso di profili tridimensionali, questi due gradi di libertà dipendenti sono funzione dello spostamento laterale e dell'angolo di imbardata della

sala. Si noti, inoltre, che l'Eq. 8 coincide esattamente con la definizione di conicità, la quale è definita come la derivata della semidifferenza dei raggi di rotolamento (destro e sinistro) rispetto allo spostamento laterale y della sala [1], vedi Eq. 9.

$$\lambda = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\Delta R}{2} \right) \quad (9)$$

Nel caso di profili semplificati è possibile utilizzare le considerazioni cinematiche fatte finora per calcolare in forma diretta le forze di reazione vincolare scambiate tra le ruote e le rotaie. In Fig. 5 si riportano le forze agenti sulla sala in condizioni statiche.

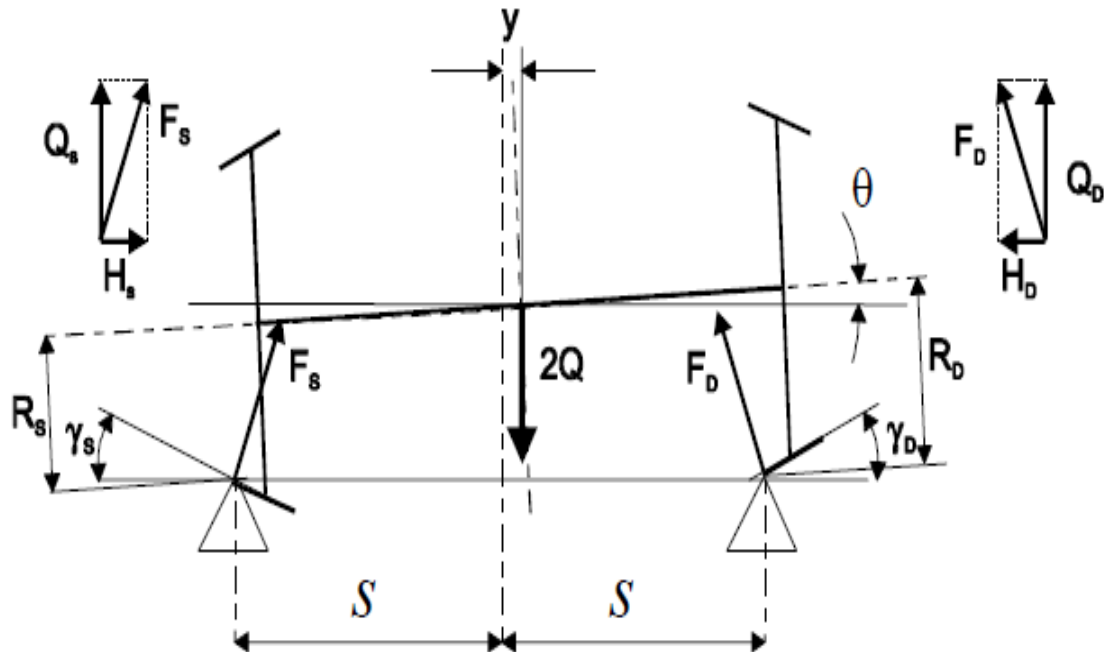


Fig. 5: Forze agenti sulla sala con profili stilizzati e in condizioni statiche.

Ipotizzando che la sala sia in posizione centrale rispetto al binario e che su di essa agisca un carico in mezzeria pari a $2Q$, allora nasceranno sui punti di contatto due forze di vincolo F_S e F_D . Dall'equilibrio in direzione verticale si ottiene l'Eq. 10.

$$2Q = Q_S + Q_D \quad (10)$$

Trascurando l'effetto dovuto al decentramento della sala, si può ipotizzare che il carico verticale agente sulle due ruote sia lo stesso.

$$Q = Q_S = Q_D \quad (11)$$

Le forze H_S e H_D agenti lungo l'asse laterale y possono essere calcolate secondo le Eq. 12.

$$\begin{aligned} H_S &= Q \tan \gamma_S \\ H_D &= Q \tan \gamma_D \end{aligned} \quad (12)$$

Le forze normali F_S e F_D possono essere determinate mediante le Eq. 13.

$$\begin{aligned} F_S &= \frac{Q}{\cos \gamma_S} \\ F_D &= \frac{Q}{\cos \gamma_D} \end{aligned} \quad (13)$$

Nel caso in cui la sala non sia centrata rispetto al centro del tracciato, le forze H_S e H_D sono diverse dato che gli angoli di contatto differiscono. La risultante delle forze laterali F_{Rich} è una forza il cui effetto è quello di riportare la sala verso il centro del tracciato. Questa forza è nota con il nome di forza di richiamo gravitazionale poiché è proporzionale al peso agente sulla sala e può essere calcolata tramite l'Eq. 14.

$$F_{Rich} = H_S + H_D = Q \left(\tan \left(\lambda - \frac{\lambda y}{s} \right) - \tan \left(\lambda + \frac{\lambda y}{s} \right) \right) \cong -2Q \frac{\lambda y}{s} \quad (14)$$

L'Eq. 14 viene spesso espressa nella forma di Eq. 15.

$$F_{Rich} = -2Q\Gamma \frac{\tan \gamma_S - \tan \gamma_D}{2} \quad (15)$$

Il termine Γ , definito in [1], che compare in Eq. 15, è una funzione degli angoli di contatto γ_S e γ_D , vedi Eq. 16.

$$\Gamma = \frac{\tan \gamma_S - \tan \gamma_D}{2} \quad (16)$$

Il calcolo delle forze vincolari scambiate tra ruota e rotaia è stato ottenuto considerando profili ruota conici e senza bordino e profili rotaia puntiformi, ma le equazioni proposte possono essere estese al caso di profili reali. In questo caso la differenza dei raggi di rotolamento e il parametro Γ sono funzione della coordinata laterale y , vedi le Eq. 17 e 18.

$$\frac{R_D - R_S}{2} = f(y) \quad (17)$$

$$\Gamma = \frac{\tan \gamma_S - \tan \gamma_D}{2} = g(y) \quad (18)$$

2.2. Il problema tangenziale: determinazione delle forze di attrito

Il calcolo delle forze di contatto ruota-rotaia dovute all'attrito è un processo molto complesso, che comporta una procedura iterativa molto onerosa dal punto di vista computazionale. Inoltre, il calcolo di tali forze deve essere realizzato all'interno della singola iterazione dinamica. Per questo motivo l'algoritmo di contatto deve essere sviluppato in modo tale da ridurre il tempo di esecuzione.

Il fenomeno del contatto ruota-rotaia è stato studiato da molti autori fin dalla prima metà del '900, ma a causa della complessità del fenomeno non vi è ancora una completa convergenza tra i diversi modelli di contatto proposti. Il problema è stato risolto in maniera esatta, dal punto di vista formale, da Kalker [2], sebbene il metodo proposto abbia una scarsa efficienza computazionale e sia, pertanto, inutilizzabile all'interno di simulazioni dinamiche. Il fenomeno del contatto ruota-rotaia risulta particolarmente complesso in quanto si è in presenza di:

- Attrito nella zona di contatto: richiede di determinare la distribuzione delle pressioni tangenziali, che a loro volta influenzano l'andamento delle pressioni normali e, di conseguenza, la forma e la dimensione dell'area di contatto.
- Contatto rotolante: richiede di valutare i microscorrimenti tra ruota e rotaia che dipendono dalla velocità relativa tra i due corpi.
- Profili a contatto con andamento non lineare: richiede un complesso modello matematico per la determinazione del punto di contatto, che dipende dalla posizione relativa della ruota rispetto alle rotaie.

In generale, un algoritmo di contatto può essere suddiviso in quattro sottoproblemi:

- Problema geometrico: consiste nel determinare la posizione del punto di contatto in funzione della posizione della ruota del veicolo e di valutare in tale punto le caratteristiche geometriche dei corpi a contatto. In letteratura esistono

diversi approcci a questo problema che sono classificati in base al tipo di ipotesi assunta per la determinazione della zona di contatto.

- Problema normale: consiste nel calcolare la forma e la dimensione dell'area di contatto sulla base delle forze di vincolo e delle caratteristiche geometriche dei corpi a contatto, determinate nel problema geometrico. In letteratura esistono algoritmi per il calcolo dell'area di contatto, basati sia su modelli Hertziani [3] sia su modelli non Hertziani [4].
- Problema cinematico: consiste nel calcolare le velocità relative tra ruota e rotaia, che sono utilizzate per calcolare i tre microscorrimenti di tipo: longitudinale, laterale e di spin.
- Problema tangenziale: consiste nel determinare la distribuzione delle pressioni tangenziali agenti sull'area di contatto e nell'integrare tale distribuzione al fine di calcolare la risultante della forza di attrito scambiata tra ruota e rotaia.

In generale, i quattro problemi non possono essere risolti indipendentemente per la presenza di reciproche interazioni. Le forze di contatto calcolate devono successivamente essere applicate alla sala del veicolo generando interazioni dinamiche col veicolo stesso.

Ripercorriamo le tappe fondamentali degli studi sul contatto ruota-rotaia a partire da inizio novecento. I primi studi sul fenomeno dell'attrito ruota-rotaia furono condotti da Carter [5], [6], negli anni '30 per valutare le condizioni di trazione di locomotive a vapore. Egli si rese conto che anche in condizioni stazionarie il moto della sala sulle rotaie non era di puro rotolamento, ma si poteva registrare una velocità periferica della ruota maggiore rispetto alla velocità di avanzamento del veicolo sugli assi di trazione, e una velocità periferica minore su quelli trascinati. Inoltre, aumentando la coppia di trazione, non si aveva un immediato passaggio dalla condizione di aderenza a quella di slittamento, come previsto dal modello Coulombiano. Carter notò, infatti, che inizialmente si poteva osservare una relazione lineare tra la forza di trazione e lo scorrimento longitudinale, vedi Fig. 6.

Carter definì lo scorrimento longitudinale come il rapporto tra la componente longitudinale della velocità relativa di ruota e rotaia e la velocità di avanzamento del veicolo V_0 , vedi Eq. 19.

$$\xi = \frac{V_0 - \omega R_0}{V_0} \quad (19)$$

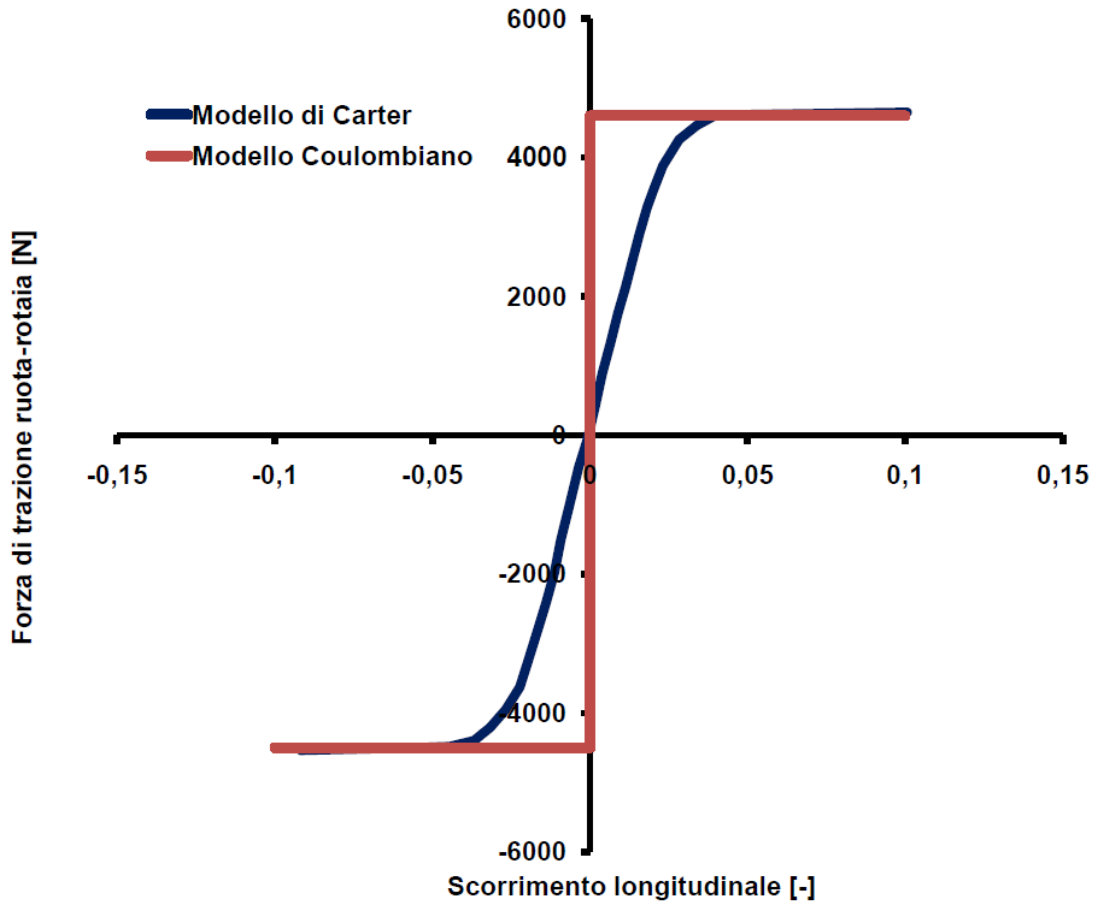


Fig. 6: Forza di trazione ruota-rotaia secondo il modello Coulombiano e il modello di Carter.

Nell'Eq. 19 ω è la velocità angolare della ruota e R_0 è il raggio attuale di rotolamento della ruota. Per bassi valori di scorrimento l'andamento tra la forza di trazione e lo scorrimento è lineare, vedi Eq. 20, successivamente, incrementando la forza si arriva al valore di saturazione, vedi Eq. 21.

$$F = f\xi \quad (20)$$

$$F = \mu N \quad (21)$$

In Eq. 21 μ è il coefficiente d'attrito, mentre N è il carico normale agente sull'area di contatto. Il modello di contatto elaborato da Carter prevedeva corpi a contatto elastici e riconduceva il contatto ruota-rotaia al caso di contatto di un cilindro su un piano. Carter calcolò la dimensione dell'area di contatto utilizzando la teoria di Hertz e ipotizzò che l'area di contatto fosse divisa in una zona di adesione e in una di scorrimento. La proporzione tra queste due aree dipende esclusivamente dall'entità del carico normale agente sull'area di contatto. Al fine di poter ricondurre il problema di contatto a un problema bidimensionale, Carter introdusse l'ipotesi di semispazio elastico valida nel caso in cui la dimensione dell'area di contatto sia piccola rispetto alle curvature dei corpi a contatto. Attraverso questa ipotesi Carter riuscì a determinare la distribuzione delle pressioni tangenziali e, integrando tali pressioni sull'area di contatto, fu in grado di calcolare la forza di attrito risultante. Carter assunse che l'area di adesione fosse tangente all'area di contatto in corrispondenza del bordo di uscita e, quindi, dal lato dell'area che sta uscendo dal contatto a causa del rotolamento della ruota. Il limite principale di questa teoria è di considerare solamente lo scorrimento lungo la direzione longitudinale, non considerando l'effetto del microscorrimento laterale e di quello di spin. Inoltre, il coefficiente di proporzionalità è stato calcolato in modo non corretto secondo l'Eq. (22).

$$f = A\sqrt{R_0 N} \quad (22)$$

Nel 1958 Johnson [7], partendo dagli studi di Carter, estese il modello di contatto al caso tridimensionale in cui venivano considerati tutti e tre i gradi di libertà. Johnson sviluppò il suo modello di contatto considerando il caso di una sfera in contatto con un piano che ha la peculiarità di mantenere tutti e tre i suoi gradi di libertà: longitudinale, laterale e di spin (rotazione attorno alla retta normale al punto di contatto). Johnson calcolò per ciascuna delle tre direzioni i microscorrimenti cinematici che utilizzò per determinare la distribuzione delle pressioni tangenziali sull'area di contatto. Il modello era, però, limitato al solo caso di aree di contatto circolari, ma con l'aiuto di Vermeulen [8] nel 1964 estese il calcolo anche ad aree di contatto ellittiche. Anche in questo caso il modello prevedeva di suddividere l'area di contatto in una zona di scorrimento e in una di adesione; Johnson ipotizzò un'area di adesione ellittica tangente all'area di contatto in corrispondenza del bordo di uscita,

vedi Fig. 7. La teoria di Johnson-Vermeulen ha il limite di considerare indipendenti il contributo degli scorrimenti longitudinale e laterale dal contributo del microscorrimento di spin nel calcolo delle pressioni tangenziali. Lo stesso Johnson rilevò che l'assunzione di un'area di adesione ellittica, quindi, tangente all'area di contatto in un solo punto, non poteva essere corretta per la presenza, nel bordo di ingresso, di una zona di scorrimento, seguita da una zona di adesione posta internamente all'area.

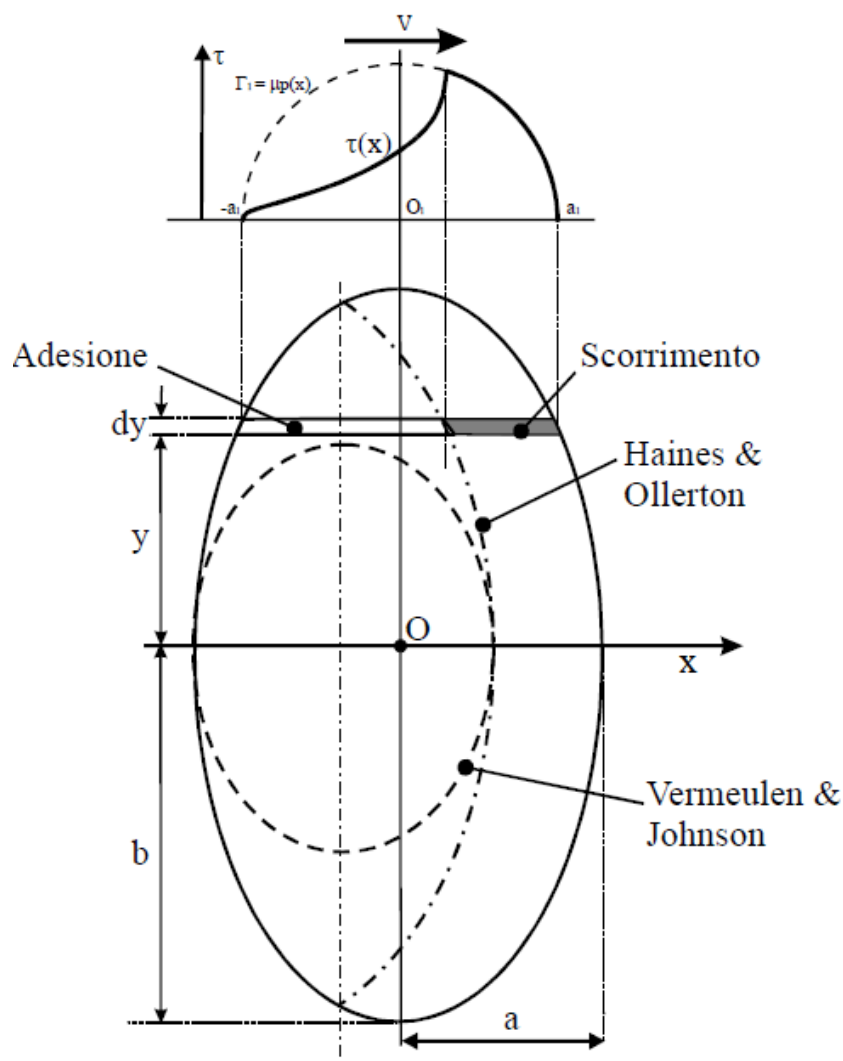


Fig. 7: Forma dell'area di adesione secondo le diverse teorie proposte in letteratura.

Nel 1963 Haines e Ollerton [9] implementarono un modello di contatto in grado di valutare la distribuzione delle pressioni tangenziali in direzione longitudinale in modo più corretto. Il metodo, noto come la "strip theory", prevedeva di ottenere la forza di

trazione integrando la tensione tangenziale per strisce parallele al microscorrimento a partire dal bordo di uscita e supponendo che in prossimità del bordo di ingresso vi fosse scorrimento, vedi Fig. 7. A causa della complessità numerica del metodo di integrazione gli autori non furono in grado di sviluppare un modello numericamente efficiente. La “strip theory” fu poi ripresa da Kalker che, oltre a risolvere il problema di integrazione numerica, estese la teoria al caso di compresenza di tutti e tre i microscorrimenti. Kalker sviluppò la sua teoria considerando aree di contatto ellittiche (modello Hertziano) e la presenza contemporanea di tutti e tre i microscorrimenti: ξ microscorrimento longitudinale, η microscorrimento laterale e ϕ microscorrimento di spin. I tre microscorrimenti possono essere calcolati, in forma generale, in accordo con le Eq. 23.

$$\begin{aligned}\xi &= \frac{\Delta V_x}{V_0} \\ \eta &= \frac{\Delta V_y}{V_0} \\ \phi &= \frac{\Delta \omega_n}{V_0}\end{aligned}\tag{23}$$

Analizzando le Eq. 23 si può osservare che lo scorrimento longitudinale e laterale sono grandezze adimensionali, essendo il rapporto tra due velocità, mentre il microscorrimento di spin ha dimensione $[m^{-1}]$, essendo il rapporto tra una velocità angolare e una velocità lineare. Kalker nel suo modello di contatto tenne conto dell'effetto del microscorrimento di spin sulla distribuzione delle pressioni tangenziali in direzionale longitudinale e laterale. Kalker, durante la sua ricerca, sviluppò tre diversi modelli di contatto:

- Modello Lineare [10].
- Modello completo denominato Contact [2].
- Modello semplificato denominato Fastsim [11].

Durante la tesi di dottorato Kalker sviluppò il modello lineare che è considerato tuttora valido per la determinazione delle forze di attrito ruota-rotaia nella zona lineare della caratteristica forza-scorrimento. Il modello è valido nel caso in cui il

rotolamento della ruota avvenga in condizioni stazionarie e i corpi a contatto siano perfettamente elastici. Il modello lineare di Kalker permette di determinare le forze tangenziali in forma chiusa in accordo con le Eq. (24).

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{Bmatrix} = Gab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi \\ \eta \\ \phi \end{Bmatrix} \quad (24)$$

Il termine M_z è il momento di attrito che si genera sull'area di contatto e che agisce attorno all'asse perpendicolare a questa, dovuto al microscorrimento di spin. Solitamente l'entità di questa coppia è trascurabile rispetto a quella della forza longitudinale F_x e laterale F_y . Nelle Eq. 24 G è il modulo di elasticità tangenziale, a e b sono i semi-assi dell'ellisse di contatto e i coefficienti C_{ij} sono i coefficienti di Kalker, che dipendono dal modulo di Poisson ν e dal rapporto a/b . Kalker calcolò la dimensione dell'area di contatto in accordo con la teoria di Hertz, postulando l'ipotesi di quasi-identità, la quale afferma che le pressioni tangenziali non modificano la distribuzione delle pressioni normali e, conseguentemente, la forma dell'area di contatto (ipotesi di quasi-identità). In pratica, si assume che le caratteristiche elastiche dei due corpi a contatto siano identiche in maniera tale che le deformazioni tangenziali dei due corpi siano uguali e non si abbia scorrimento tra le due superfici a contatto. Kalker introdusse, inoltre, l'ipotesi di semispazio elastico, la quale afferma che se l'area di contatto è piccola rispetto alle curvature dei corpi, è possibile ricondursi a un problema bidimensionale, approssimando la zona di contatto con un piano.

Kalker sviluppò successivamente un modello di contatto completo, denominato CONTACT [2], che è considerato ancora oggi il riferimento per il calcolo delle forze di contatto ruota-rotaia. Per ricavare la distribuzione delle tensioni tangenziali e, quindi, gli andamenti delle forze di microscorrimento anche in campo non lineare, Kalker sviluppò la sua teoria, esatta per il caso di aree di contatto ellittiche, risolvendo un problema di ottimizzazione. Kalker adottò la teoria di Hertz per il calcolo dell'area di contatto. Tale scelta comporta che il modello sia valido esclusivamente quando l'ipotesi di quasi identità è rispettata. In questo caso, infatti, la distribuzione delle pressioni normali può essere calcolata a priori, secondo l'Eq. 25, dato che è

indipendente dalle pressioni tangenziali. Per tale motivo il problema del calcolo delle forze di attrito può essere suddiviso in due problemi indipendenti: il problema normale e il problema tangenziale.

$$p_N(x, y) = G f_{00} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (25)$$

Nell' Eq. 25 f_{00} è un'opportuna costante che è facilmente ricavabile dalla teoria di Hertz, mentre a e b sono i semiassi dell'ellisse di contatto che dipendono dai raggi di curvatura locali delle superfici a contatto. Kalker ipotizzò che la differenza degli spostamenti normali dei due corpi a contatto w potesse essere descritta mediante un polinomio di grado M nella forma espressa in Eq. 26.

$$w(x, y) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^{M-m} c_{m,n} x^m y^n \quad (26)$$

Avendo assunto l'ipotesi di semispazio elastico, il campo di spostamenti w può essere calcolato mediante l'Eq. 26 solo all'interno dell'area di contatto, mentre sarà nullo all'esterno. Osservando l'Eq. 25, si può notare che la distribuzione delle pressioni normali è assegnata a priori. Dopo aver risolto il problema normale, Kalker utilizzò i risultati ottenuti per risolvere il problema tangenziale. Egli, come Carter, ipotizzò che l'area di contatto fosse suddivisa in due regioni: una in cui si ha piena adesione e l'altra in cui si ha la presenza di scorrimento. In Fig. 8 sono riportate diverse forme delle aree di adesione e scorrimento che sono state ricavate da Kalker al variare del rapporto tra i tre microscorrimenti.

Kalker, inoltre, discretizzò l'area di contatto e adottò la strip theory per l'integrazione degli sforzi tangenziali. In ciascun elemento dell'area di scorrimento egli calcolò la distribuzione della pressione tangenziale lungo x e y secondo le Eq. 27 e 28.

$$p_x = \mu p_z w_x \quad (27)$$

$$p_y = \mu p_z w_y \quad (28)$$

Nelle Eq. 27 e 28 w_x e w_y sono gli scorrimenti relativi tra ruota e rotaia in direzione x e y , e sono stati calcolati da Kalker secondo le Eq. 29 e 30.

Nell'area in cui si ha adesione gli scorrimenti w_x e w_y sono nulli e le pressioni tangenziali sono inferiori al limite di adesione. Ovviamente la dimensione e la forma dell'area di adesione e di quella di scorrimento non sono note a priori ma devono essere determinate durante la procedura di integrazione delle pressioni tangenziali. Dai microscorrimenti cinematici s_x e s_y è possibile calcolare il campo di spostamenti sull'area di contatto, che sono a loro volta legati alle pressioni tangenziali dalle leggi dell'elasticità lineare.

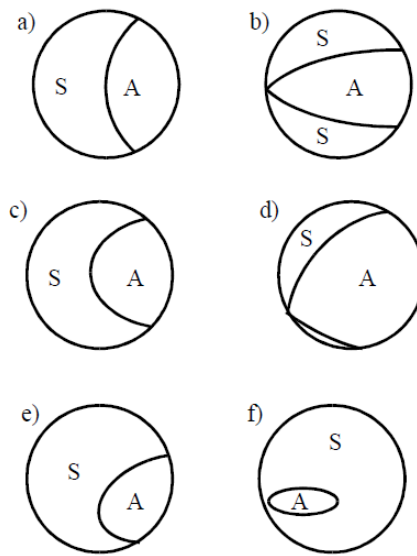


Fig. 8: Forma delle aree di adesione e scorrimento al variare dei tre microscorrimenti.

$$w_x = \frac{s_x}{\sqrt{s_x^2 + s_y^2}} \quad (29)$$

$$w_y = \frac{s_y}{\sqrt{s_x^2 + s_y^2}} \quad (30)$$

L'individuazione dei due campi di tensione e deformazione e, conseguentemente, delle aree di adesione e scorrimento è stata fatta da Kalker per via numerica, risolvendo un problema di minimizzazione vincolato (i vincoli sono le Eq. 27 e 28) ed implementato nell'algoritmo DUVROL. Kalker individuò il campo di tensioni come soluzione di un problema di ottimizzazione sulla base della teoria variazionale sviluppata da diversi autori; secondo tale approccio è possibile ricavare la distribuzione di tensioni tangenziali minimizzando l'energia potenziale elastica o massimizzando l'energia complementare sull'area di contatto. L'esistenza di una

soluzione è stata provata da Fichera [12] per un campo di tensioni normale e da Oden [13] per un campo di tensioni tangenziali.

Nel caso di contatto ruota-rotaia, spesso, l'ipotesi di quasi identità non può essere rispettata, specialmente nel caso di profili usurati o di contatto di flangia. Per questo motivo Kalker estese l'algoritmo CONTACT anche al caso di aree di contatto non ellittiche utilizzando il processo di Panagiatopoulos [14]. In questo, caso il problema si complica notevolmente in quanto è richiesto un doppio processo iterativo; infatti, la distribuzione delle pressioni normali non può essere assegnata a priori in quanto dipende dalla distribuzione delle pressioni tangenziali. Il metodo prevede, dunque, un doppio processo iterativo: uno per le pressioni normali e uno per quelle tangenziali. A causa di questi processi iterativi l'algoritmo CONTACT richiede tempi di calcolo elevati che non sono idonei per l'impiego in simulazioni dinamiche. Per questo motivo Kalker sviluppò l'algoritmo FASTSIM [11], basato su una teoria semplificata e fino a 2000 volte più rapido rispetto a CONTACT. Questo algoritmo però comporta errori sul calcolo delle forze di microscorrimento fino al 25% e contiene anch'esso un processo iterativo. Al fine di diminuire i tempi di calcolo Polach sviluppò un algoritmo semplificato [15] che consente di calcolare le forze di adesione in forma chiusa senza ricorrere ad alcun processo iterativo. I tempi di calcolo di questo algoritmo sono pari al 10% dei tempi di calcolo dell'algoritmo FASTSIM e tale algoritmo consente di valutare anche il caso di transitorio (FASTSIM è stato sviluppato nell'ipotesi di regime stazionario) mediante l'adozione di un coefficiente d'attrito variabile con la velocità. L'algoritmo di Polach è, però, meno preciso rispetto a FASTSIM e ha lo svantaggio di considerare l'effetto del microscorrimento di spin separatamente da quello dovuto ai microscorrimenti longitudinale e laterale. Polach, infatti, calcolò le forze di attrito F_x e F_y come la somma di due contributi, uno dovuto al microscorrimento longitudinale ξ e laterale η e l'altro dovuto al solo spin ϕ , vedi Eq. 31.

$$F_i^{Tot} = F_i + F_i^\phi \quad i = x, y \quad (31)$$

Il contributo di forza dovuto ai microscorrimenti longitudinali e laterali può essere calcolato mediante le Eq. 32 e 33.

$$F_x = F \frac{\xi}{\sqrt{\xi^2 + \eta^2}} \quad (32)$$

$$F_y = F \frac{\eta}{\sqrt{\xi^2 + \eta^2}} \quad (33)$$

Il termine F è stato calcolato da Polach integrando gli sforzi tangenziali sull'area di contatto e non considerando la presenza del microscorrimento di spin.

$$F = -\frac{2N\mu}{\pi} \left(\frac{\varepsilon}{1+\varepsilon^2} + \tan^{-1}(\varepsilon) \right) \quad (34)$$

Il termine ε è il gradiente delle tensioni tangenziali sull'area di contatto e può essere calcolato con l'Eq. 35.

$$\varepsilon = \frac{2C\pi a^2 b}{3N\mu} \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (35)$$

Nell'Eq. 35 la costante C può essere facilmente ricavata dalla teoria semplificata di Kalker imponendo l'uguaglianza del coefficiente angolare tra il metodo proposto da Polach e FASTSIM. Il contributo del microscorrimento di spin F_i^ϕ sul calcolo della forza longitudinale F_x è stato trascurato da Polach, così come il momento M_z agente attorno all'asse perpendicolare all'area di contatto. Il contributo dello spin sulla forza laterale F_y è invece stato calcolato da Polach secondo l'Eq. 36.

$$F_y^\phi = -\frac{9}{16} a N \mu K_M \left(1 + 6,3 \left(1 - e^{-\frac{a}{b}} \right) \right) \frac{\phi}{s_c} \quad (36)$$

Il termine K_M dipende esclusivamente dal gradiente delle tensioni tangenziali sull'area di contatto ε , che però differisce da quello calcolato in Eq. 35, in quanto nel caso in esame deve essere calcolato in condizioni di puro spin.

Nell'ultimo decennio molti autori hanno proposto metodi euristici per il calcolo delle forze di contatto, basati sull'interpolazione, o di risultati sperimentali, o dei risultati dell'algoritmo CONTACT. Il vantaggio di questi metodi è quello di garantire una buona precisione sul calcolo delle forze di contatto e tempi di calcolo ridotti. Questi metodi hanno, però, il limite di avere una scarsa precisione in alcuni casi particolari, specialmente quando si ha la presenza contemporanea di tutti e tre i microscorrimenti. Questo caso occorre solitamente durante la marcia in curva del

veicolo e per questo motivo i metodi euristici trovano largo impiego solamente per la simulazione delle condizioni di trazione e frenatura di veicoli ferroviari.

2.3. Implementazione dell'algoritmo di contatto RTCONTACT

La maggior parte degli algoritmi di contatto, commerciali e universitari, attualmente presenti in letteratura sono basati su algoritmi molto complessi per il calcolo dei punti e delle forze di contatto. Per determinare le caratteristiche della zona di contatto si ricorre molto spesso a superfici tridimensionali per l'interpolazione dei profili di ruota e rotaia; questo tipo di approccio comporta, con le attuali CPU, tempi di calcolo elevati, che risultano incompatibili con simulazioni dinamiche in tempo reale. Ad aggravare ulteriormente la situazione contribuiscono i modelli non Hertziani per la determinazione delle aree di contatto, i quali vengono utilizzati per incrementare l'accuratezza del modello. Tali elevati tempi di calcolo sono giustificati dalla complessità del problema e una soluzione molto accurata sarebbe possibile utilizzando la teoria degli elementi finiti, ma questo tipo di approccio comporterebbe tempi di esecuzione inaccettabili per simulazioni dinamiche. Non potendo, dunque, ricorrere a questo metodo i codici attualmente presenti in letteratura ricorrono a semplificazioni più o meno importanti per la stima delle forze di contatto. Il calcolo di tali forze a partire dai microscorrimenti cinematici e dall'area di contatto, risolto dal punto di vista fisico-matematico in maniera esatta da Kalker, può essere effettuato con diversi metodi a seconda dell'accuratezza e della velocità di calcolo richiesta. Il metodo che sicuramente risulta il miglior compromesso tra accuratezza e velocità di calcolo è FASTSIM, che è implementato nella maggior parte dei codici. Un'altra teoria utilizzata spesso negli algoritmi di contatto per il calcolo delle forze tangenziali è la teoria lineare di Kalker che è molto apprezzata per la sua rapidità; infatti, come visto in precedenza, le forze vengono calcolate senza ricorrere ad alcun processo iterativo. Questo metodo soffre però di scarsa accuratezza e dell'approssimazione di non considerare la saturazione delle forze di microscorrimento; in realtà il secondo problema è stato superato introducendo una legge di saturazione nel modello lineare di Kalker. La teoria lineare di Kalker con saturazione oltre ad essere implementata all'interno di SIMPACK è implementata all'interno dei codici di contatto dell'università di Firenze [16], [17] e dell'università Tor Vergata di Roma [18]. Altri codici, invece,

come DYNARAIL e VAMPIRE utilizzano tabelle precalcolate a partire dall'algoritmo CONTACT di Kalker per la determinazione delle forze di microscorrimento. Quanto detto a proposito degli algoritmi per il calcolo delle forze di microscorrimento porta a concludere che per simulazioni dinamiche in tempo reale non esiste attualmente alcun codice in grado di calcolare tali forze in maniera esatta e, quindi, l'unica alternativa è ricorrere o ad algoritmi semplificati o a funzioni che interpolano i risultati dell'algoritmo CONTACT. Risulta, quindi, evidente che calcolare in modo eccessivamente dettagliato le caratteristiche della zona di contatto non implica un calcolo delle forze tangenziali preciso poiché l'algoritmo che si usa per determinarle, anche se utilizza come input una dettagliata geometria della zona di contatto, contiene al suo interno evidenti semplificazioni. Quindi, se l'obiettivo è il calcolo delle forze di contatto all'interno di simulazioni dinamiche in tempo reale e si è interessati allo studio della dinamica del veicolo, risulta più conveniente utilizzare un modulo geometrico semplificato per il calcolo delle grandezze di contatto e un modulo basato sulla teoria semplificata di Kalker per il calcolo delle azioni tangenziali.

La tesi tratta dello sviluppo di un algoritmo di contatto ruota rotaia per l'utilizzo in sistemi di calcolo in tempo reale, sviluppato sia per lo studio dell'usura che per la valutazione della dinamica di rotabili ferroviari in sistemi di monitoraggio a bordo veicolo. L'algoritmo di contatto è stato esteso anche al caso di contatto ruota-rullo al fine di poterlo validare sperimentalmente su banco prova Roller-Rig. L'algoritmo è stato denominato RTCONTACT [19] ed è un'evoluzione dell'algoritmo CONPOL [20], frutto di lunghe attività di ricerca presso il laboratorio di dinamica ferroviaria (CODIFER) del Politecnico di Torino. La peculiarità del codice RTCONTACT è l'efficienza computazionale che ne permette l'esecuzione in tempo reale su diverse tipologie di hardware di medio basso costo. Il disporre di un simulatore delle forze di contatto che operi in tempo reale è, inoltre, molto importante perché le forze di contatto non sono facilmente determinabili mediante misure dirette ed eventuali misure indirette non possono facilmente essere interpretate, a meno di disporre di un simulatore in tempo reale in grado di fornire i valori attesi per le forze di contatto sulla base dei dati misurati. L'algoritmo RTCONTACT è stato sviluppato in linguaggio C/C++ in modo da poter essere molto versatile e integrabile all'interno di diversi codici commerciali, come per esempio Adams, Simpack, LabVIEW, Matlab, ecc.

L'algoritmo RTCONTACT può essere suddiviso in quattro moduli principali, vedi Fig. 9: il modulo geometrico, il modulo di Hertz, il modulo cinematico e il modulo per il calcolo delle forze tangenziali. I primi due moduli sono utilizzati, rispettivamente, per la determinazione della posizione del punto di contatto e per il calcolo della dimensione dell'area di contatto. Gli altri due moduli sono invece necessari per il calcolo dei microscorrimenti cinematici e per la determinazione della distribuzione delle pressioni tangenziali e, di conseguenza, delle forze di contatto. Il modulo che sicuramente risulta più complesso dal punto di vista numerico è il modulo geometrico poiché la procedura per la determinazione della posizione del punto di contatto, a causa della presenza di profili non lineari, richiede un oneroso processo iterativo. Inoltre, la precisione dei risultati che si ottengono da questo modulo influisce sulla precisione dei risultati dei moduli successivi, dato che i risultati del modulo geometrico sono utilizzati dagli altri moduli. Il calcolo dei microscorrimenti e la determinazione dell'area di contatto non sono processi complicati in quanto l'algoritmo RTCONTACT è stato sviluppato secondo l'ipotesi di quasi identità, che permette di determinare la distribuzione della pressione normale senza considerare l'effetto di quella tangenziale (è possibile utilizzare la teoria di Hertz per il calcolo dell'area di contatto).

Osservando lo schema in Fig. 9 si può notare che l'algoritmo RTCONTACT dispone di tre moduli aggiuntivi che sono stati evidenziati in colore rosso. Il modulo denominato "Coefficiente d'attrito" permette di considerare il coefficiente d'attrito variabile in funzione della velocità relativa tra ruota e rotaia. Questo modulo contiene una legge empirica per il calcolo del coefficiente d'adesione in funzione della velocità relativa e del carico asse, che è stata ricavata mediante prove sperimentali su banco prova Roller-Rig per diverse tipologie di materiale ruota/rotaia e per diverse condizioni di funzionamento. Il blocco "modulo d'usura" contiene un algoritmo che permette di calcolare il tasso di usura sull'area di contatto e questo dato è poi utilizzato dal modulo denominato "Generatore dei profili ruota/rotaia" per aggiornare la forma dei profili sulla base del tasso di usura calcolato. In questo modo è possibile aggiornare in tempo reale, durante la simulazione, la forma dei profili di ruota e rotaia in modo tale da valutarne l'evoluzione nel tempo.

Il modulo per il calcolo delle forze tangenziali contiene l'algoritmo necessario per calcolare la distribuzione delle pressioni tangenziali e il codice RTCONTACT permette all'utente di selezionare l'algoritmo che ritiene più opportuno per effettuare questa operazione. La possibilità di modificare la geometria dei profili sulla base del tasso di usura è indispensabile se si vuole predire correttamente l'evoluzione dei profili; infatti, l'usura, modificando le curvature locali dei profili, cambia la posizione del punto di contatto e la dimensione dell'area di contatto.

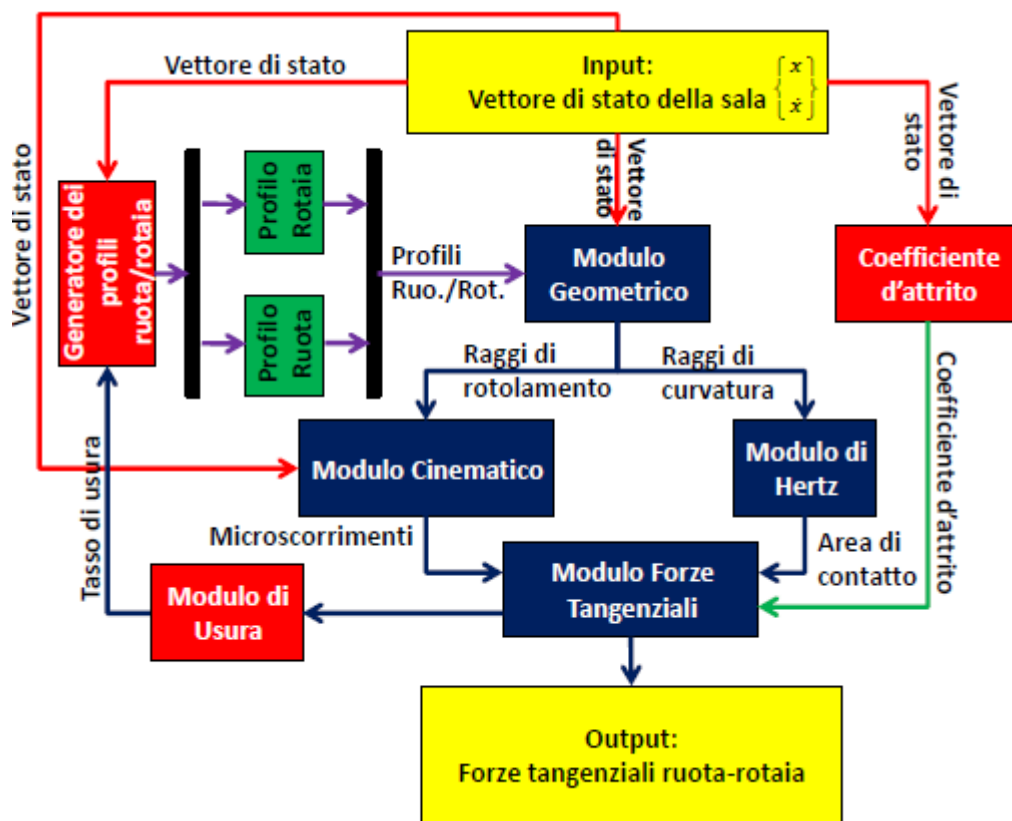


Fig. 9: Architettura dell'algoritmo RTCONTACT.

Nello schema di Fig. 9 l'input dell'algoritmo di contatto è il vettore di stato della sala che è utilizzato dal modulo geometrico per posizionare la sala rispetto al tracciato e dal modulo cinematico per calcolare i microscorrimenti.

2.3.1. Il modulo geometrico

Il modulo geometrico è basato su un modello di contatto pseudo-elastico, che consente un valore predefinito di compenetrazione tra i profili di ruota e rotaia. Il punto di contatto viene scelto come punto con maggiore valore di penetrazione.

Questo metodo consente di considerare il caso di doppio punto di contatto e potrebbe essere utilizzato per correlare la compenetrazione con il carico normale (nel caso di contatto elastico). Tale caso risulta, però, molto complesso da trattare in quanto rende necessaria l'introduzione di una rigidezza di contatto (vedi Eq. 37), che, avendo valore elevato, provoca una dinamica verticale ad alta frequenza.

$$|N| = \begin{cases} 0 & \text{se } d(q, y_c) > 0 \\ K_{Hz, y_c} d(q, y_c) & \text{se } d(q, y_c) \leq 0 \end{cases} \quad (37)$$

Per questo motivo l'algoritmo RTCONTACT consente un valore molto piccolo di compenetrazione tra i profili (10^{-12} m), che sostanzialmente corrisponde al caso di contatto rigido. Questo tipo di approccio permette di velocizzare l'algoritmo e di poter confrontare i risultati con quelli di altri codici di contatto che implementano un contatto di tipo rigido. Lo svantaggio di un contatto rigido è quello di non permettere un distacco della ruota rispetto alla rotaia in quanto il metodo si basa sull'ipotesi di mantenimento della tangenza tra i due profili a contatto, vedi Fig. 10. Nel caso di contatto rigido, nella rappresentazione grafica, la traiettoria che segue la sala è di colore rosso, mentre nel caso di contatto elastico di colore verde. L'approccio elastico è sicuramente più realistico rispetto al rigido, ma la sua precisione dipende dalla precisione con cui viene determinata la rigidezza di contatto. Tale quantità dipende dalle curvature dei corpi a contatto e, quindi, per calcolarla è necessario determinare la posizione del punto di contatto, che a sua volta dipende dalla rigidezza. Quindi, è necessario iterare sulla rigidezza Hertziana e tale processo richiede tempi di calcolo non compatibili con sistemi in tempo reale.

Per questa ragione i codici commerciali che implementano un contatto di tipo elastico impongono un valore di rigidezza Hertziana costante e solitamente ne limitano il valore sull'ordine dei 10^8 N/m, in modo da limitare le frequenze verticali del sistema. I modelli elastici di contatto ruota rotaia sono, quindi, ancora in evoluzione e richiedono ancora lunghe attività di ricerca prima di poter rimuovere le ipotesi semplificative attualmente presenti. Per questa ragione l'algoritmo RTCONTACT è stato implementato con un approccio pseudo-elastico che consente una buona versatilità e la possibilità di una futura implementazione con approccio elastico senza sconvolgere l'intero codice.

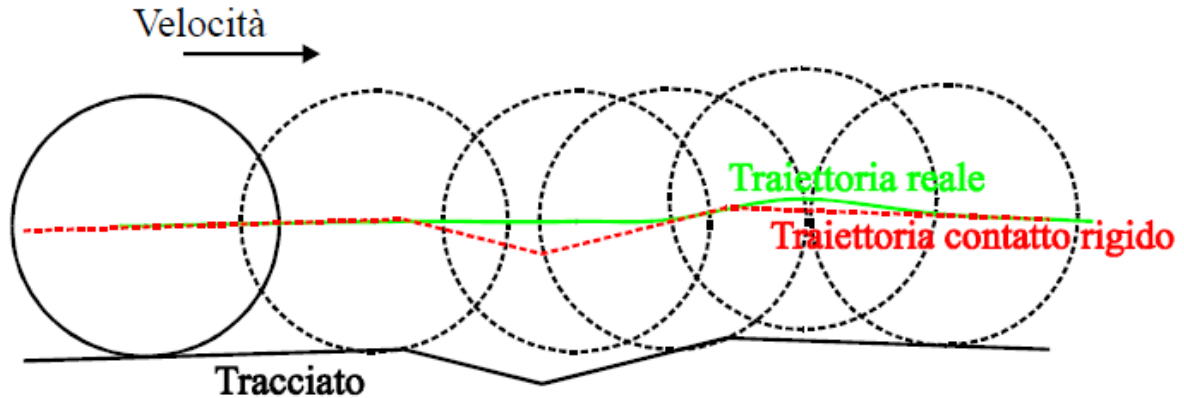


Fig. 10: Confronto della traiettoria seguita dalla sala nel caso di contatto rigido ed elastico.

L'approccio rigido, che, nel caso in esame, si ottiene imponendo un valore molto piccolo di compenetrazione, è il più efficiente dal punto di vista computazionale, pur limitando lo studio al caso di singolo punto di contatto. Tale limitazione comporta evidenti approssimazioni quando lo spostamento laterale della sala è elevato e la condizione di doppio punto di contatto (tavola di rotolamento e flangia) può occorrere [21]. Nel caso di approccio rigido la sala dispone di 6 g.d.l. di cui 4 indipendenti e 2 dipendenti; i g.d.l. dipendenti sono lo spostamento verticale e l'angolo di rollio della sala. Questi due gradi di libertà vengono calcolati sulla base degli altri 4 g.d.l. secondo le equazioni algebriche di vincolo (38) e (39).

$$\theta = f_1(s, y, \varphi, \psi) \quad (38)$$

$$z = f_2(s, y, \varphi, \psi) \quad (39)$$

In generale, non essendo possibile scrivere l'equazione dei profili in forma analitica si procede per via numerica. Un possibile approccio consiste nell'imporre la condizione di Eq. 40.

$$\min_{|y_c} d(q, y_c) = 0 \quad (40)$$

In Eq. 40 y_c è la coordinata laterale del punto di contatto, mentre q è il vettore di stato della sala.

Il modulo geometrico è basato su un modello bidimensionale e, quindi, si considera la sezione media dei profili ruota e rotaia, i quali sono interpolati mediante funzioni

polinomiali. Questa approssimazione comporta piccoli errori nell'eventualità in cui l'angolo di imbardata della sala sia maggiore di 4-5 mrad, ma consente di ridurre di molto i tempi di esecuzione di questo modulo; infatti, non sarebbe possibile implementare un modello di contatto tridimensionale con tempi di calcolo compatibili con sistemi in tempo reale, a meno di ricorrere a tabelle precompilate. La sostituzione del tradizionale modulo geometrico con una tabella precompilata significherebbe leggere la posizione del punto di contatto e delle quantità geometriche nella zona di contatto da una tabella che contiene queste grandezze in funzione dello spostamento laterale e dell'angolo di imbardata della sala. Tale approccio [18] consentirebbe una notevole riduzione dei tempi di calcolo, ma non permetterebbe l'utilizzo dell'algoritmo di contatto per lo studio dell'usura, infatti sarebbe necessario disporre di una tabella per ogni condizione di usura di ruota e rotaia. Un ulteriore svantaggio dell'approccio tabulare è l'introduzione di un'approssimazione sul calcolo della posizione del punto di contatto e sulle quantità geometriche in questa zona. Queste grandezze sono però necessarie per il calcolo dei microscorrimenti, che dipendono dal valore del raggio attuale di rotolamento della ruota, e, di conseguenza, l'uso di tabelle precompilate introduce un errore nel calcolo delle forze di contatto che dipende dal passo di discretizzazione con cui viene costruita la tabella stessa.

Al fine di ottenere il valore delle forze di contatto con una buona precisione, è necessario utilizzare tabelle molto fitte, che occupano una grossa quantità di memoria che, in generale, non è disponibile in sistemi in tempo reale installabili a bordo veicolo (sistemi embedded). Per quest'ultima ragione l'algoritmo RTCONTACT è stato sviluppato senza ricorrere a tabelle precompilate e a seguito di ogni iterazione vengono ricalcolate la posizione del punto di contatto e le sue caratteristiche geometriche attraverso un codice in grado di operare in tempo reale. Il modulo geometrico è costituito da due algoritmi, vedi Fig. 11: un primo algoritmo eseguito offline all'inizio della simulazione e un secondo eseguito durante la simulazione. Il primo algoritmo si occupa, inizialmente, di interpolare i profili di ruota e rotaia a partire dalla tabella, fornitagli dall'utente, contenente i punti dei profili.

I profili ruota interpolati vengono successivamente traslati lateralmente e in direzione opposta di una quantità pari al semi-scartamento tra i bordini, e verticalmente di una quantità pari al raggio di rotolamento nominale; i profili rotaia, invece, oltre ad essere traslati lateralmente di una quantità pari allo scartamento di binario e verticalmente di una quantità pari all'altezza della rotaia, sono ruotati attorno all'asse longitudinale di un angolo pari all'angolo di posa (in Italia 1/20). La seconda parte dell'algoritmo di contatto, eseguita online, è invece utilizzata per determinare la posizione del punto di contatto (algoritmo *Contact*) e roto-traslare la sala in maniera tale che i profili ruota destro e sinistro siano compenetrati rispetto alle rispettive rotaie di una quantità minore a 10^{-10} m.

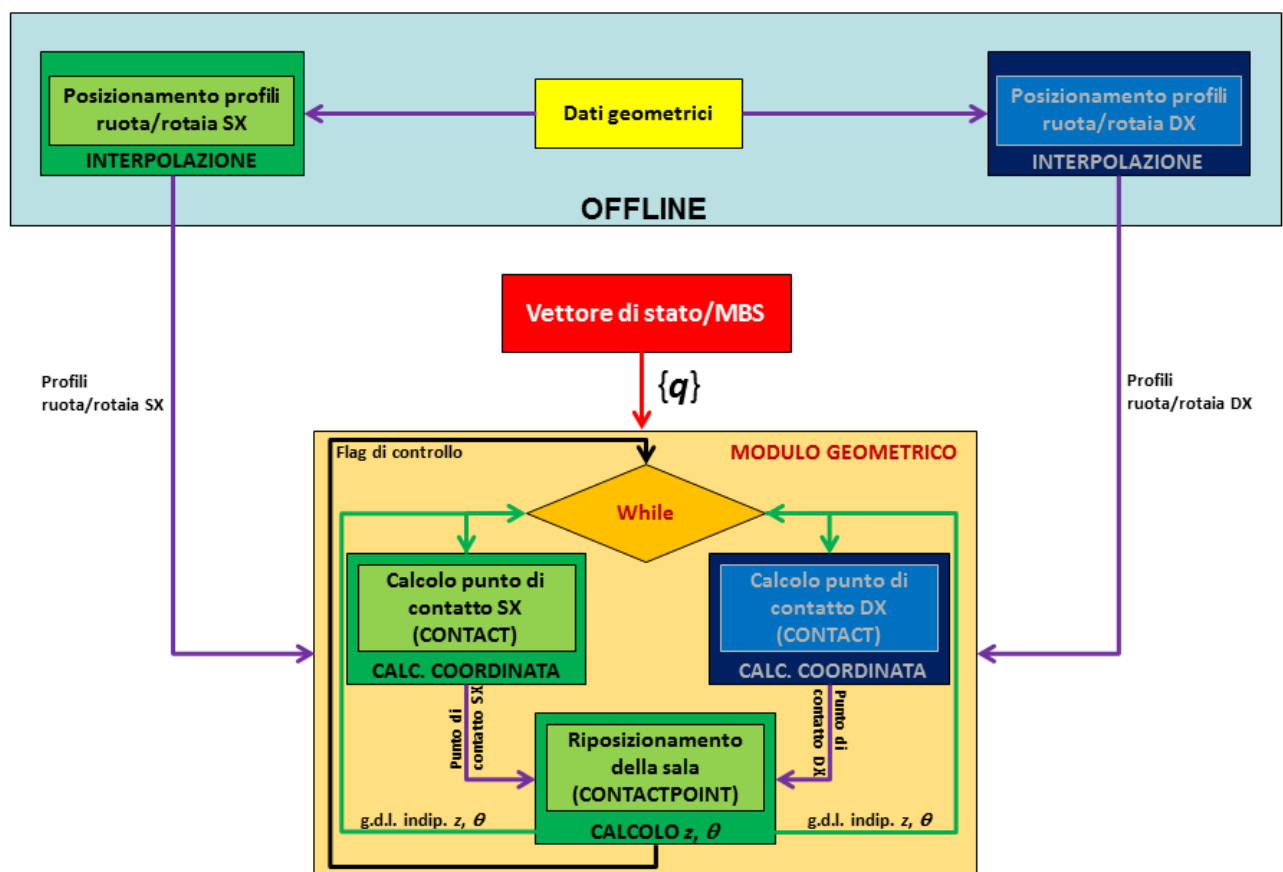


Fig. 11: Schema del modulo geometrico dell'algoritmo RTCONTACT.

L'algoritmo online è, quindi, suddiviso in altri due algoritmi che vengono eseguiti in cascata; infatti, l'algoritmo *Contactpoint*, che roto-trasla la sala, utilizza la posizione del punto di contatto destro e sinistro al fine di variare i due g.d.l. dipendenti della

sala (spostamento verticale z e angolo di rollio θ), mentre l'algoritmo *Contact* determina la posizione dei punti di contatto utilizzando lo spostamento verticale e l'angolo di rollio della sala. Ovviamente il processo di roto-traslazione della sala viene eseguito iterativamente ed è basato sulla minimizzazione discreta della compenetrazione tra i profili delle ruote e delle rotaie, vedi Eq. 40. Quando la sala è posizionata correttamente e i profili ruota sono compenetrati rispetto a quelli rotaia di una quantità minore di quella richiesta dall'utente, il modulo geometrico calcola le grandezze geometriche di interesse per i moduli successivi (raggi di curvatura, raggi di rotolamento, angolo di contatto, ecc.). Il modulo geometrico utilizza come dati di input la posizione longitudinale, laterale e l'angolo di imbardata della sala. La posizione longitudinale è necessaria per riposizionare i profili rotaia sulla base delle caratteristiche geometriche del tracciato, mentre lo spostamento laterale della sala è necessario per calcolare la posizione del punto di contatto sulla sezione media della ruota. L'angolo di imbardata della sala è invece utilizzato per calcolare lo *shift* del punto di contatto [22], che influisce sulla sua posizione quando questo angolo diventa importante.

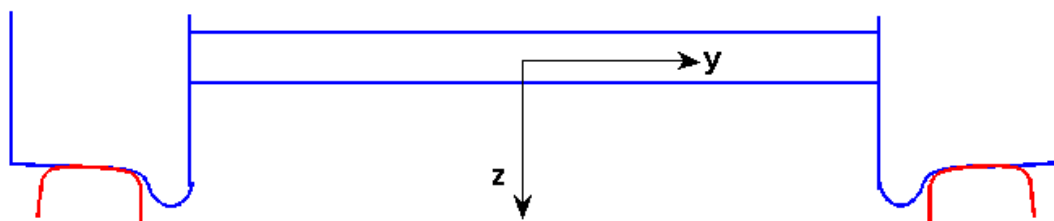


Fig. 12: Sistema di riferimento adottato per lo sviluppo dell'algoritmo di contatto.

Il sistema di riferimento adottato è destrorso e ha asse x positivo lungo la direzione di avanzamento del veicolo e asse z rivolto verso il basso (concorde con l'accelerazione gravitazionale), come visibile in Fig. 12. L'origine del sistema di riferimento è stata scelta al centro della sala. La scelta di questo sistema di riferimento è stata fatta in maniera tale da poter facilmente interfacciare il modulo di contatto con codici commerciali multibody come Simpack e Adams.

2.3.1.1. L'algoritmo *Contact*

Questo algoritmo, come accennato in precedenza, si occupa di determinare la posizione del punto di contatto, poi utilizzata dall'algoritmo *Contactpoint* per

posizionare la sala rispetto alla rotaia secondo un approccio semi-elastico. La prima operazione che viene eseguita da questo algoritmo è quella di traslare lateralmente e verticalmente la sala e di ruotarla attorno all'asse longitudinale secondo l'Eq. 41.

$$\begin{Bmatrix} y' \\ z' \end{Bmatrix} = [R] \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} y_0 \\ z_0 \end{Bmatrix} \quad (41)$$

Ovviamente l'algoritmo *Contact* consente di posizionare i profili rotaia sulla base della geometria del tracciato e permette di considerare la presenza di curve e pendenze. Il riposizionamento dei profili rotaia viene effettuato esclusivamente se è soddisfatta un'opportuna condizione, indicante un cambiamento di geometria del tracciato. Successivamente l'algoritmo *Contact* tronca il profilo ruota in maniera tale da considerare solamente la porzione di profilo ruota che contiene la proiezione del profilo rotaia sul piano orizzontale, vedi Fig. 13.

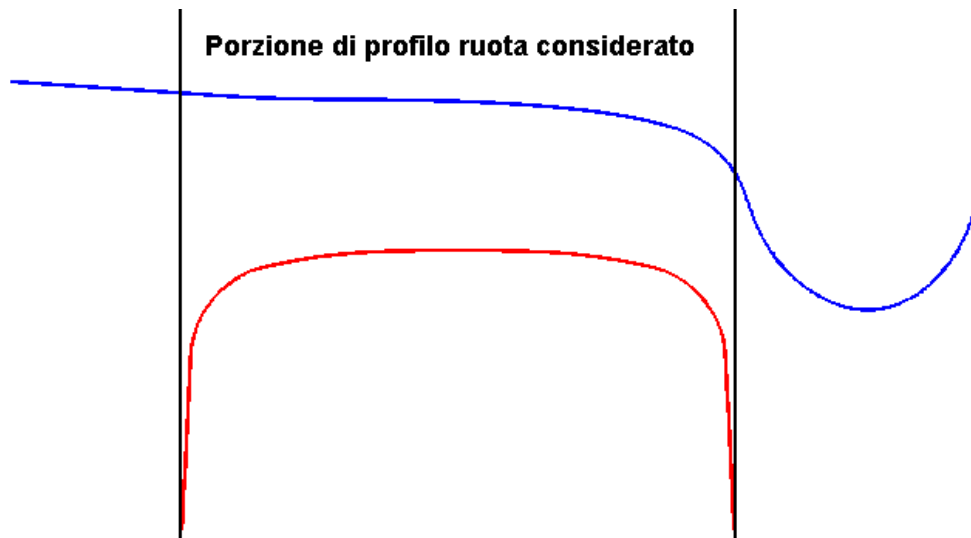


Fig. 13: Troncamento del profilo ruota.

In questo modo è possibile considerare un tratto di profilo ruota più breve, che permette, a parità di punti, di ottenere una migliore risoluzione durante la fase di interpolazione. Prima di procedere all'interpolazione dei due profili si definisce una coordinata laterale y comune a entrambi i profili in modo da semplificare il calcolo della funzione distanza tra essi. L'interpolazione dei due profili è effettuata mediante funzioni paraboliche che permettono una buona risoluzione e tempi di calcolo ridotti. Anche in questo caso è presente un'espressione condizionale che verifica se è

necessario interpolare nuovamente i profili ruota, valutando se la geometria del tracciato o la posizione della sala sono cambiati rispetto all'iterazione precedente. Dopo che i profili ruota e rotaia sono stati interpolati è possibile procedere al calcolo della distanza, misurata verticalmente (lungo l'asse z) tra i profili. Il calcolo della distanza, che è misurata verticalmente, non è del tutto corretto e, per questa ragione, l'algoritmo RTCONTACT permette di calcolarla anche misurando la distanza perpendicolarmente ai due profili. In questo caso, però, la velocità di calcolo dell'algoritmo risulta ridotta e non idonea per l'esecuzione in tempo reale. La funzione distanza d può essere calcolata secondo l'Eq. 42, dove z_w e z_r sono le coordinate verticali dei due profili, ottenute mediante interpolazione con la stessa coordinata laterale y .

$$d(y) = z_w(y) - z_r(y) \quad (42)$$

Nel caso in cui la distanza d sia negativa, e, quindi, si abbia compenetrazione tra i profili, l'algoritmo *Contact* salva la posizione di questi punti su un vettore; l'algoritmo è, quindi, potenzialmente in grado di considerare il caso di doppio punto di contatto. Nel caso di funzionamento in tempo reale l'algoritmo *Contact* considera il caso di singolo punto di contatto e elegge come punto di contatto il punto con il minor valore di compenetrazione, vedi Eq. 43.

$$CP = \min(d(y)) \quad (43)$$

L'utilizzo di una scala y comune per i profili di ruota e rotaia permette di calcolare le coordinate del punto di contatto sui due corpi semplicemente conoscendo l'indice che corrisponde al valor minimo della funzione distanza d . La posizione dei punti di contatto viene successivamente utilizzata dall'algoritmo *Contactpoint* per posizionare la sala rispetto alla rotaia.

L'algoritmo di interpolazione, utilizzato da *Contact*, permette di interpolare i profili e di calcolarne la derivata prima e seconda, vedi Eq. (44).

$$\left[z_n, \frac{d}{dy}(z_n), \frac{d^2}{dy^2}(z_n) \right] = \text{interp}(y, z, y_n) \quad (44)$$

I termini che compaiono sul membro sinistro dell'Eq. 44 sono gli output della funzione di interpolazione, mentre quelli che compaiono sull'altro membro sono gli input, dove y e z sono le coordinate dei punti del profilo che deve essere interpolato, mentre y_n è il vettore delle coordinate laterali per le quali si vuole interpolare il profilo. Gli output dell'algoritmo di interpolazione sono le coordinate verticali z_n del profilo interpolato e la derivata prima e seconda del profilo. La funzione interpolante è costituita da una parabola passante per tre punti del profilo. In Eq. 45 si riporta la funzione interpolante in funzione dei tre parametri a_1 , a_2 , a_3 .

$$z^*(y^*) = a_1(y^* - y_2)(y^* - y_3) + a_2(y^* - y_1)(y^* - y_3) + a_3(y^* - y_1)(y^* - y_2) \quad (45)$$

In Eq. 45 i termini y_1 , y_2 e y_3 sono le ascisse dei tre punti del profilo per i quali deve passare la parabola interpolante, il cui generico punto ha coordinate (y^*, z^*) . Le variabili a_1 , a_2 e a_3 possono essere calcolate imponendo il passaggio della parabola per i tre punti z_1 , z_2 e z_3 , vedi Eq. 46.

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{z_1}{(y_1 - y_3)(y_1 - y_2)} \\ a_2 &= \frac{z_2}{(y_2 - y_1)(y_2 - y_3)} \\ a_3 &= \frac{z_3}{(y_3 - y_1)(y_3 - y_2)} \end{aligned} \quad (46)$$

Determinati i parametri a_1 , a_2 e a_3 , l'Eq. 45 è nota ed è, quindi, possibile procedere al calcolo delle derivate prima e seconda della funzione. Ogni parabola passante per tre punti è utilizzata per l'interpolazione nell'intervallo $[y_i, y_{i+1}]$. L'interpolazione mediante funzioni paraboliche è molto semplice, ma ha il limite di avere la derivata seconda costante e, pertanto, introduce delle semplificazioni nel calcolo dei raggi di curvatura.

Come già accennato in precedenza, il modello di contatto è basato su una geometria bidimensionale dei profili, che permette di ottenere buoni risultati per l'impiego in simulazioni dinamiche. L'algoritmo RTCONTACT è in grado di considerare l'effetto dello spostamento del punto di contatto in direzione longitudinale (direzione di marcia del veicolo), dovuto all'angolo di imbardata (fenomeno dello *shift* [22]). Questo spostamento è solitamente piccolo, ma il suo effetto è molto importante perché influisce sulla direzione delle forze di vincolo e di attrito. La formulazione riportata in

questa sezione è stata ricavata considerando ruote coniche, vedi Fig. 14. Al fine di estendere questa formulazione al caso di profili reali, le formule sono state corrette, sostituendo alla conicità del profilo conico la conicità equivalente della sala. In questo modo, le equazioni ricavate in questa sezione possono essere estese al caso di profili reali. La conicità equivalente è stata calcolata secondo la UIC519 [23], basata sul metodo di Klingel. Tale metodo calcola la conicità della sala come la conicità che dovrebbe avere una sala con profili conici, affinché la frequenza del moto di serpeggio di questa sala sia identica a quella della sala con i profili reali. La conicità è stata calcolata in funzione dello spostamento laterale della sala e i risultati sono stati salvati in una tabella, da cui l'algoritmo RTCONTACT interpola il valore della conicità equivalente quando necessario.

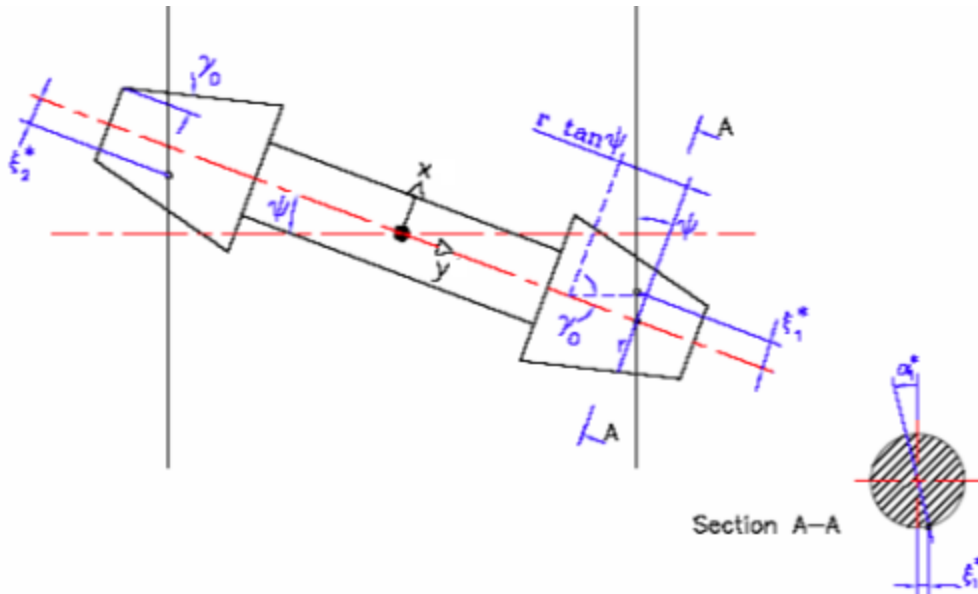


Fig. 14: Shift del punto di contatto nel caso di profili conici.

Lo *shift* del punto di contatto ξ^* è stato definito rispetto al sistema di riferimento della sala (x, y). Nel caso di sala su tracciato lo *shift* è esclusivamente dovuto all'angolo di imbardata ψ della sala e può essere calcolato secondo l'Eq. 47.

$$\xi^* = \pm r_0 \psi \gamma_0 - [r_0 + (a_0 + R_R \gamma_0) \gamma_0] \varphi \psi \quad (47)$$

Nell'Eq. 47 r_0 è il raggio di rotolamento nominale della ruota, a_0 è la semi-distanza tra i punti di contatto (nominalmente 0,75 m), R_R è il raggio di curvatura della rotaia nel punto di contatto e misurato sul piano trasversale (yz), γ_0 è l'angolo di contatto, φ e ψ sono l'angolo di beccheggio e di imbardata della sala. In Eq. 47 il segno + è relativo alla ruota destra e il segno – alla ruota sinistra. Nel caso in cui l'angolo di imbardata e di rollio della sala siano piccoli, è possibile trascurare il secondo termine dell'Eq. 47. In questo caso l'Eq. 47 si semplifica notevolmente, vedi Eq. 48.

$$\xi^* = \pm r_0 \psi \gamma_0 \quad (48)$$

Se si considera un arco di sezione circolare di cono (vedi Sezione A-A in Fig. 14) è possibile calcolare l'angolo di *shift* α^* .

$$\alpha^* = \pm \frac{\xi^*}{r} \quad (49)$$

Nell'Eq. 49 r è il raggio attuale di rotolamento della ruota, che dipende dallo spostamento laterale della sala.

2.3.1.2. L'algoritmo *Contactpoint*

Come già spiegato in precedenza l'algoritmo *Contactpoint* è utilizzato per ruotare la sala attorno all'asse longitudinale x e per traslarla verticalmente al fine di posizionare i profili ruota rispetto a quelli rotaia con un approccio rigido, in cui la massima compenetrazione ammessa è pari a 10^{-10} m. L'algoritmo *Contactpoint* è basato su un processo iterativo, ma contiene una serie di equazioni analitiche che permettono una rapida convergenza dell'algoritmo. Inoltre, è ammissibile una compenetrazione differente per la ruota destra e sinistra. Le due linee rappresentate in Fig. 15 rappresentano i due segmenti che congiungono i punti di contatto di ruote e rotaie. La lettera "w" indica che il punto di contatto è relativo alla ruota, mentre la lettera "r" indica che il punto appartiene alla rotaia. Dato che i profili di ruota e rotaia sono stati interpolati rispetto alla stessa coordinata laterale non è necessario distinguere due coordinate laterali per questi corpi. Le coordinate dei punti di contatto sono state determinate dall'algoritmo *Contact*.

Il coefficiente angolare e il termine noto di ciascun segmento possono essere ricavati dalle Eq. 50.

$$\begin{aligned} m &= \frac{z_{wmins} - z_{wmind}}{y_{mins} - y_{mind}} & q &= z_{wmind} - m * y_{mind} \\ m' &= \frac{z_{rmins} - z_{rmind}}{y_{mins} - y_{mind}} & q' &= z_{rmind} - m * y_{mind} \end{aligned} \quad (50)$$

Per l'accoppiamento dei profili è necessario ruotare e traslare verticalmente la retta che congiunge i punti di contatto tra le due ruote, mentre la retta congiungente i punti di contatto sulle rotaie deve rimanere fissa. La retta relativa ai punti di contatto sulle ruote dispone di due g.d.l. dipendenti, che sono l'angolo di rollio θ e la traslazione verticale z ; lo spostamento laterale y è, invece, un g.d.l. indipendente che viene letto dal vettore di stato della sala e che deve rimanere costante durante il processo iterativo di accostamento dei profili ruota a quelli rotaia.

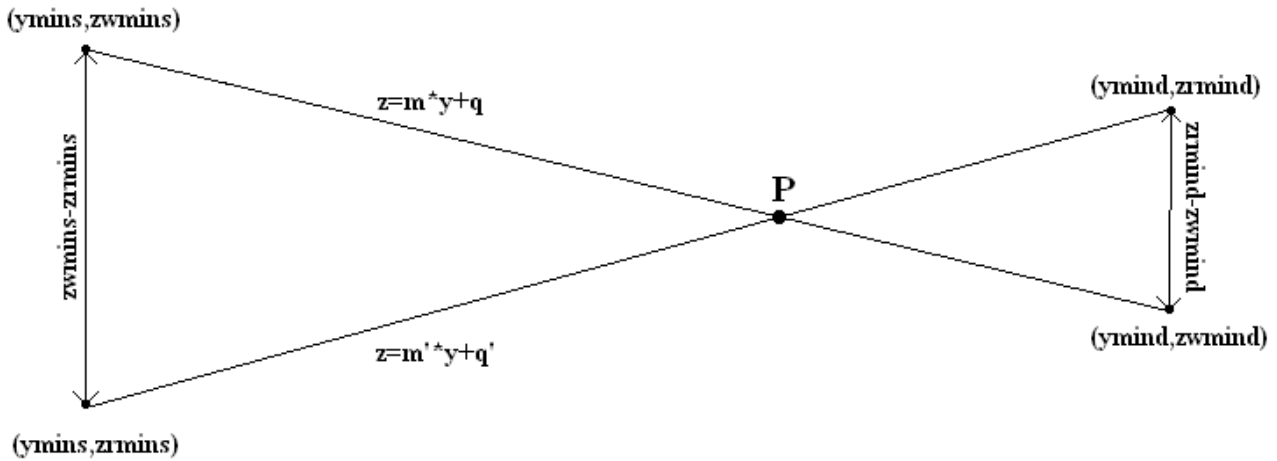


Fig. 15: Segmenti che congiungono i punti contatto relativi a ruote e rotaie.

Una generica roto-traslazione della retta relativa ai punti di contatto sulla ruota è rappresentata in Eq. 51.

$$\begin{Bmatrix} y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (y - y_0) \cos(\theta) + (z - z_0) \sin(\theta) \\ -(y - y_0) \sin(\theta) + (z - z_0) \cos(\theta) \end{Bmatrix} \quad (51)$$

In Eq. 51 y_0 e z_0 sono le traslazioni rigide lungo gli assi y e z . Inserendo l'Eq. 51 all'interno dell'equazione della retta relativa ai punti di contatto sulle ruote, si ottiene l'Eq. 52.

$$z_w = \frac{y \sin \theta - y_0 \sin \theta + z_0 \cos \theta + m(y \cos \theta - y_0 \cos \theta - z_0 \sin \theta) + q}{\cos \theta - m \sin \theta} \quad (52)$$

La distanza verticale tra la retta relativa ai punti di contatto ruota e quella relativa ai punti di contatto rotaia può essere calcolata mediante l'Eq. (53).

$$d = z_w - z_r = \frac{y \sin \theta - y_0 \sin \theta + z_0 \cos \theta + m(y \cos \theta - y_0 \cos \theta - z_0 \sin \theta) + q}{\cos \theta - m \sin \theta} - my - q \quad (53)$$

Come già detto in precedenza, la retta congiungente i punti di contatto sulla ruota, durante l'iterazione, può traslare verticalmente (z_0) e ruotare attorno all'asse x (θ), mentre non può spostarsi lateralmente in quanto questo g.d.l. è dipendente ed è imposto dal vettore di stato della sala. Dunque, per determinare z_0 e θ è necessario imporre due condizioni al contorno all'Eq. 53. Le due condizioni impongono che i profili ruota e rotaia si compenetrino sul lato destro e sinistro di una quantità pari rispettivamente a $deltarefd$ e $deltarefs$, vedi Eq. 54.

$$\begin{aligned} d(y = y_{mind}) &= deltarefd \\ d(y = y_{mins}) &= deltarefs \end{aligned} \quad (54)$$

Sostituendo le Eq. 54 nell'Eq. 53, si ottiene l'Eq. 55.

$$deltarefd - deltarefs = \frac{\sin \theta + m \cos \theta}{\cos \theta - m \sin \theta} (y_D - y_S) + m(y_S - y_D) \quad (55)$$

In Fig. 16 sono rappresentati i due segmenti di Fig. 15 dopo la roto-traslazione.

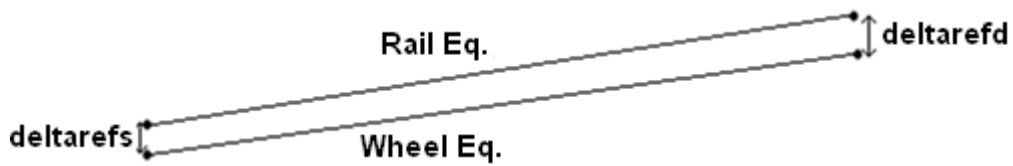


Fig. 16: Segmenti che congiungono i punti contatto relativi a ruote e rotaie dopo la roto-traslazione.

L'obiettivo dell'algoritmo *Contactpoint* è il calcolo di z_0 e θ in maniera tale che i profili ruota siano compenetrati rispetto a quelli rotaia di un valore inferiore o uguale a quello richiesto dall'utente. Al fine di semplificare la trattazione, si definisce il parametro ausiliario A , vedi Eq. 56.

$$A = \frac{\sin \theta + m \cos \theta}{\cos \theta - m \sin \theta} \quad (56)$$

I valori di z_0 e θ possono, quindi, essere calcolati in funzione del parametro A tramite le Eq. 57 e 58.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{A-m}{1+mA} \right) \quad (57)$$

$$z_0 = \text{deltarefd} + my_D + q - \frac{\sin \theta + m \cos \theta}{\cos \theta - m \sin \theta} y_D - \frac{q}{\cos \theta - m \sin \theta} \quad (58)$$

L'algoritmo *Contact* utilizza z_0 e θ , una volta calcolati, per determinare la nuova posizione dei punti di contatto. Se tale posizione soddisfa la condizione di minima compenetrazione tra i profili, il modulo geometrico termina l'iterazione, calcolando le grandezze geometriche di interesse nella zona di contatto; altrimenti, la posizione dei punti di contatto è utilizzata dall'algoritmo *Contactpoint* per una nuova iterazione. Con un numero limitato di iterazioni (3 o 4) è possibile calcolare la corretta posizione dei punti di contatto, ammettendo una compenetrazione minore a 10^{-10} m su entrambi i lati.

2.3.2. Il modulo di Hertz

Questo modulo è utilizzato per risolvere il problema normale secondo la teoria di Hertz. L'area di contatto è assunta ellittica e si adottano le ipotesi di semispazio elastico e di quasi-identità, per cui il problema può essere trattato come bidimensionale e si può assumere che le pressioni tangenziali (dovute all'attrito) non influenzino la forma dell'area di contatto. Il modulo può essere impiegato sia per il caso di contatto ruota-rotaia sia per il caso di contatto ruota-rullo, con la sola differenza del valore assunto dal raggio di curvatura rispetto all'asse laterale y , il quale nel caso della rotaia è infinito, mentre nel caso del rullo è pari al raggio di rotolamento del rullo. Il raggio di curvatura in direzione y per la ruota è invece pari al raggio attuale di rotolamento ed è calcolato nel modulo geometrico. Conoscendo i raggi di curvatura è possibile calcolare le costanti A e B necessarie per il calcolo dell'area di contatto, vedi Eq. 59.

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_x^I} + \frac{1}{R_x^J} \right) \\ B &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_y^I} + \frac{1}{R_y^J} \right) \end{aligned} \quad (59)$$

Nelle Eq. (59) gli apici i e j sono utilizzati per indicare rispettivamente la ruota e la rotaia, mentre i pedici x e y indicano la direzione dei raggi di curvatura; per quanto riguarda il segno dei raggi di curvatura si utilizza la convenzione classica: segno positivo nel caso in cui il centro di curvatura giace all'interno del corpo, segno negativo nell'altro caso. I raggi di curvatura trasversali (lungo l'asse y) sono calcolati nel modulo geometrico mediante le formule di Frenet. Le costanti A e B sono legate tra loro per mezzo del parametro adimensionale τ , definito in Eq. 60.

$$\cos \tau = \frac{|A-B|}{|A+B|} \quad (60)$$

Il parametro ausiliario τ è a sua volta legato ad un secondo parametro ausiliario m' , vedi Eq. 61.

$$m' = f(\tau) \quad (61)$$

L'Eq. 61 non è stata esplicitata in quanto la relazione tra m' e τ è stata introdotta nel modello in forma tabulare. Il parametro m' è necessario per la soluzione degli integrali ellittici, calcolati in forma tabulare mediante i due parametri definiti nelle Eq. 62.

$$\begin{aligned} \hat{K} &= f_1(m') \\ \hat{E} &= f_2(m') \end{aligned} \quad (62)$$

I parametri nelle Eq. 62 sono interpolati dalla Tab. 1 e sono poi utilizzati per il calcolo dell'eccentricità e . Tali parametri sono, infatti, legati all'eccentricità al quadrato e^2 dell'ellisse e al coseno dell'angolo ausiliario τ dall' Eq. 63.

$$\cos \tau = 1 - 2 \frac{1-e^2}{e^2} \frac{\hat{K}-\hat{E}}{\hat{E}} \quad (63)$$

Ricavata l'eccentricità per mezzo dell'Eq. 63 è possibile calcolare il parametro ausiliario g tramite l'Eq. 64.

$$g = \sqrt{1 - e^2} \quad (64)$$

Il parametro g può essere anche espresso tramite le Eq. 65.

$$g = \frac{a}{b} \text{ se } A > B$$

$$g = \frac{b}{a} \text{ se } A < B \quad (65)$$

Per ricavare la dimensione dei semiassi a e b è infine necessario ricorrere al parametro c .

$$c = \sqrt{ab} \quad (66)$$

Il valore del parametro c può essere ricavato attraverso l'Eq. 67.

$$c = \sqrt[3]{\frac{3N(1-\nu)\rho\hat{E}}{4\pi G g^{\frac{1}{2}}}} \quad (67)$$

g	B_e	C_e	D_e	E_e	K_e	e^2
0	1.0	$-2 + \ln(4/g)$	$-1 + \ln(4/g)$	1.0	$+\ln(4/g)$	1.00
0.05	0.9964	2.3973	3.3877	1.0049	4.3841	0.9975
0.10	0.9889	1.7352	2.7067	1.0160	3.6956	0.9900
0.15	0.9794	1.3684	2.3170	1.0315	3.2964	0.9775
0.20	0.9686	1.1239	2.0475	1.0505	3.0161	0.9600
0.25	0.9570	0.9463	1.8442	1.0723	2.8012	0.9375
0.30	0.9451	0.8105	1.6827	1.0965	2.6278	0.9100
0.35	0.9328	0.7036	1.5502	1.1227	2.4830	0.8775
0.40	0.9205	0.6170	1.4388	1.1507	2.3593	0.8400
0.45	0.9081	0.5460	1.3435	1.1802	2.2516	0.7975
0.50	0.8959	0.4863	1.2606	1.2111	2.1565	0.7500
0.55	0.8838	0.4360	1.1879	1.2432	2.0717	0.6975
0.60	0.8719	0.3930	1.1234	1.2763	1.9953	0.6400
0.65	0.8603	0.3555	1.0656	1.3105	1.9259	0.5775
0.70	0.8488	0.3235	1.0138	1.3456	1.8626	0.5100
0.75	0.8376	0.2955	0.9669	1.3815	1.8045	0.4375
0.80	0.8267	0.2706	0.9241	1.4181	1.7508	0.3600
0.85	0.8159	0.2494	0.8851	1.4554	1.7010	0.2775
0.90	0.8055	0.2289	0.8490	1.4933	1.6545	0.1900
0.95	0.7953	0.2123	0.8160	1.5318	1.6113	0.0975
1.0	$0.7864 = \frac{\pi}{4}$	$0.19635 = \frac{\pi}{16}$	$0.7864 = \frac{\pi}{4}$	$1.5708 = \frac{\pi}{2}$	$1.5708 = \frac{\pi}{2}$	0.00

Tab. 1: Tabella per il calcolo degli integrali ellittici.

In Eq. 67 N rappresenta il carico normale agente sull'area di contatto, ν il modulo di Poisson e G il modulo di elasticità tangenziale. Il parametro ρ rappresenta, invece, la curvatura media e può essere determinato mediante l'Eq. 68.

$$\rho = \frac{2}{A+B} \quad (68)$$

Osservando l'Eq. 68 si può rilevare che la dimensione e la forma dell'area di contatto dipendono unicamente dalle curvature nel punto di contatto e dal carico normale (le altre quantità sono costanti).

La teoria di Hertz per la determinazione dell'area di contatto può non essere del tutto adatta in particolari condizioni di contatto, come ad esempio quando i profili sono usurati; infatti, in questo caso il contatto può diventare conforme e perciò si può ricorrere a modelli multi Hertziani [4], [24] o non Hertziani [25], [26], [27].

2.3.3. Il modulo cinematico

Questo modulo si occupa di calcolare i microscorrimenti cinematici considerando anche gli effetti del secondo ordine, trascurati nel metodo della “*first order theory*” proposto da De Pater [28]. I tre microscorrimenti presenti sull'area di contatto sono: il microscorrimento longitudinale ξ , laterale η e di spin ϕ . In generale i microscorrimenti sono definiti dalle Eq. 69 e sono grandezze adimensionali, fatta eccezione del microscorrimento di spin [1/m].

$$\begin{aligned}\xi &= \frac{v_x}{v_0} \\ \eta &= \frac{v_y}{v_0} \\ \phi &= \frac{\omega_N}{v_0}\end{aligned}\tag{69}$$

Si noti che la velocità ω_n è la velocità angolare della sala misurata lungo la direzione normale all'area di contatto. I microscorrimenti sono, dunque, calcolabili sulla base di sole considerazioni cinematiche e le Eq. 69 sono valide sia per il caso di contatto ruota-rotaia sia per il caso di contatto ruota-rullo.

Considerando il caso di contatto ruota-rotaia è possibile determinare la velocità relativa tra i due corpi proiettando le velocità della sala sui tre piani principali.

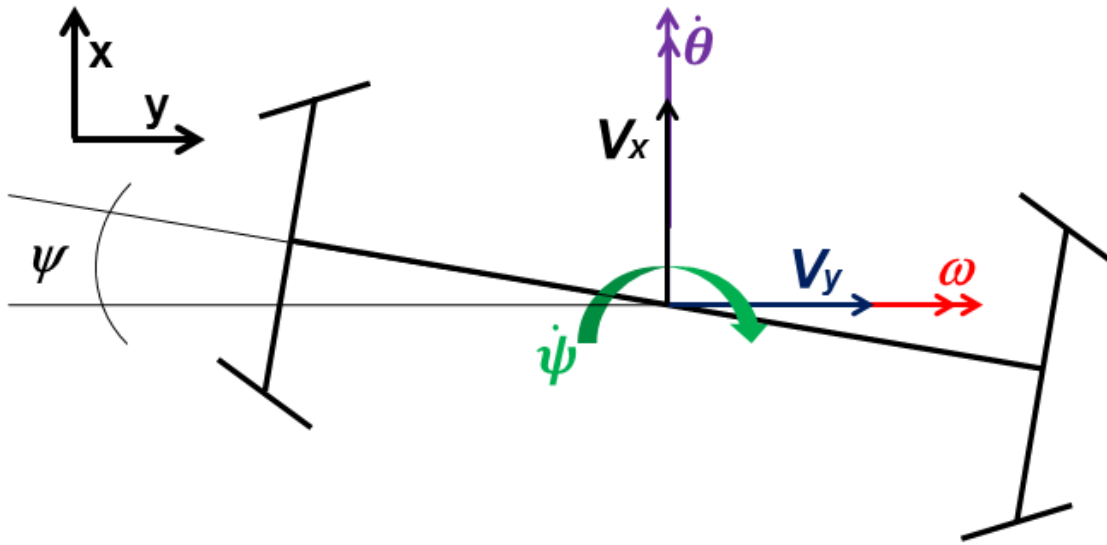


Fig. 17: Velocità della sala sul piano xy.

In Fig. 17 è rappresentata la proiezione della sala sul piano xy dove $\dot{\theta}$ rappresenta la velocità di rollio, mentre in Fig. 18 è rappresentata la proiezione della sala sul piano yz.

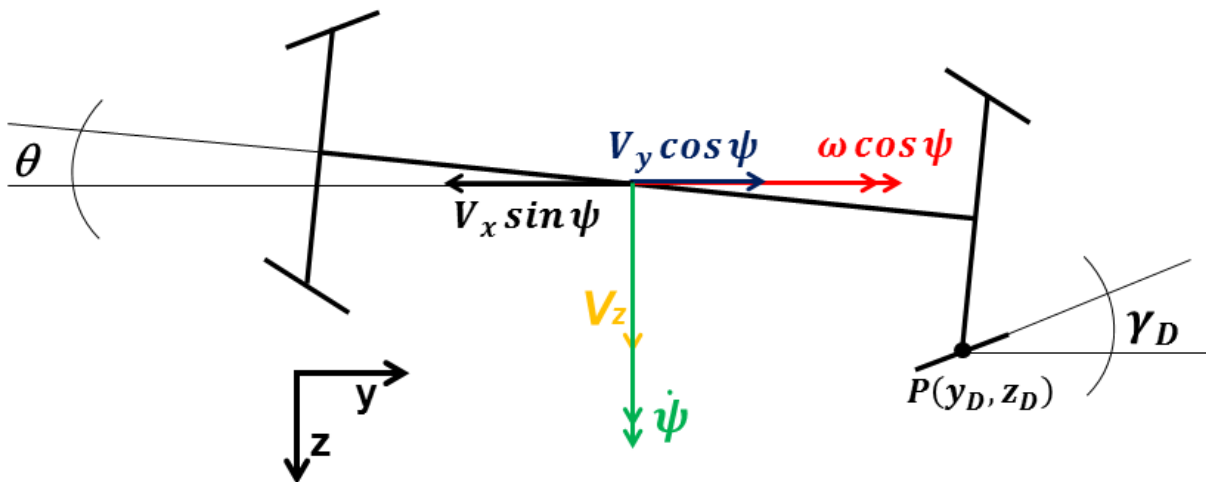


Fig. 18: Velocità della sala sul piano yz.

Il termine γ_d è l'angolo di contatto della ruota destra della sala, mentre il punto P è il punto di contatto sulla ruota destra. Le coordinate di questo punto sono necessarie per la determinazione del microscorrimento laterale. In Fig. 19 è riportata la proiezione della sala sul piano xz.

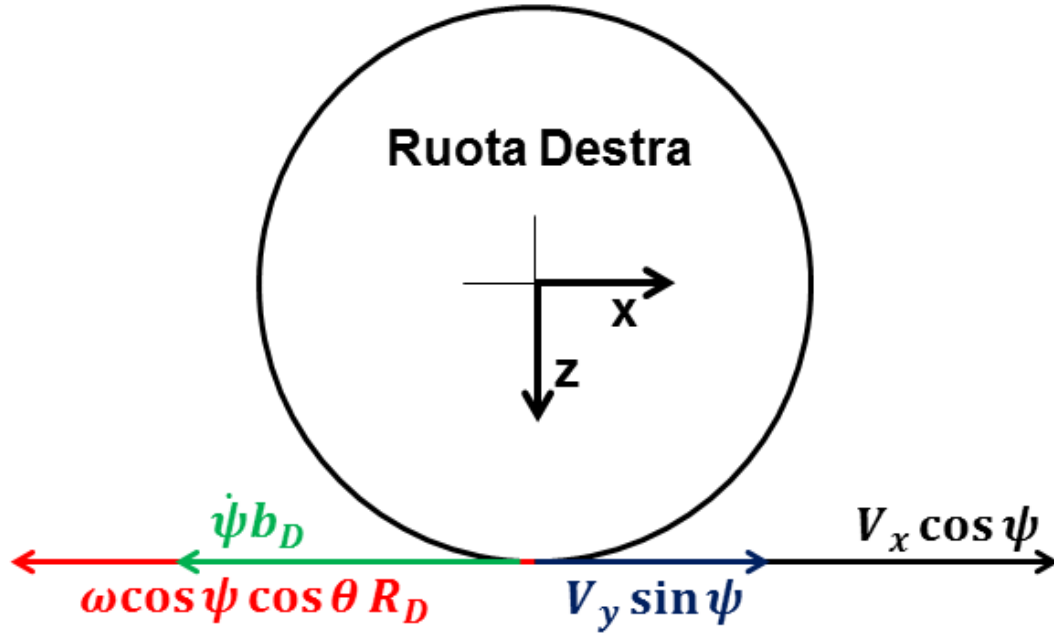


Fig. 19: Velocità della sala sul piano xz.

Nelle Eq. 70 si riportano i microscorrimenti calcolati sulla base di considerazioni cinematiche e utilizzando gli schemi riportati nelle Fig. 17, Fig. 18 e Fig. 19. I pedici S e D sono utilizzati per distinguere il lato destro e sinistro della sala.

$$\begin{aligned}
 \xi_{S,D} &= \frac{V_x \cos \psi + V_y \sin \psi + \omega R_{S,D} \cos \psi \cos \theta \pm \dot{\psi} b_{S,D}}{V_x} \\
 \eta_{S,D} &= \frac{V_y \cos \alpha_{S,D} \cos \psi \pm V_z \sin \alpha_{S,D} - V_x \sin \psi \cos \alpha_{S,D} - \dot{\theta} \cos \psi \sin(\alpha_{S,D} + \gamma_{S,D}) l_{S,D}}{V_x} \\
 \phi &= \mp \frac{\omega \cos \psi \sin \alpha_{S,D}}{V_x}
 \end{aligned} \tag{70}$$

Nelle Eq. 70 V_x , V_y e V_z sono le velocità di traslazione della sala lungo la direzione longitudinale, laterale e verticale, mentre $\dot{\theta}$, ω e $\dot{\psi}$ sono, rispettivamente, le velocità di rollio beccheggio e imbardata. Gli angoli θ e ψ sono gli angoli di rollio e imbardata della sala. I termini $b_{S,D}$ e $R_{S,D}$ sono la coordinata laterale del punto di contatto rispetto al sistema di riferimento principale della sala e il raggio attuale di rotolamento, mentre $\gamma_{S,D}$ è l'angolo di contatto; queste quantità sono determinate dal modulo geometrico. I termini $l_{S,D}$ e $\alpha_{S,D}$ sono due parametri ausiliari che sono necessari per il calcolo del microscorrimento laterale e dipendono esclusivamente dalle coordinate laterale e verticale del punto di contatto, vedi Eq. 71.

$$\begin{aligned}
 l_{S,D} &= \sqrt{y_{S,D}^2 + z_{S,D}^2} \\
 \alpha_{S,D} &= \tan^{-1} \left(\frac{z_{S,D}}{y_{S,D}} \right)
 \end{aligned}
 \tag{71}$$

Questi parametri ausiliari sono utilizzati per scomporre la velocità di rollio della sala sul piano di contatto. Le Eq. 70 possono essere utilizzate, senza particolari modifiche, sia per il caso di contatto ruota-rotaia sia per il caso di contatto ruota-rullo. Osservando l'espressione del microscorrimento longitudinale si può notare che esso dipende dalla velocità di imbardata e, dunque, il moto longitudinale della sala risulta accoppiato al moto di rollio. Questo accoppiamento dà origine al moto di serpeggio, uno dei fenomeni di maggior rilevanza per lo studio della dinamica longitudinale di veicoli ferroviari. Le Eq. 70 sono state verificate sia rispetto al codice commerciale Simpack, sia rispetto al "*Machester Contact Benchmark*" [29], uno dei documenti di riferimento per la validazione di algoritmi di contatto ruota-rotaia. Le Eq. 70 rimuovono le limitazioni introdotte dalla "*first order theory*" di De Pater, le quali risultano evidenti nel caso di contatto di flangia e nel caso in cui il valore dell'angolo di imbardata è elevato.

2.3.4. Il modulo per il calcolo delle forze tangenziali

In questo modulo viene calcolata la distribuzione delle pressioni tangenziali e la forza di attrito risultante. L'algoritmo RTCONTACT permette all'utente di selezionare il metodo di calcolo da utilizzare per la determinazione delle forze tangenziali. I metodi selezionabili sono i seguenti:

- Metodo euristico non lineare: basato sull'interpolazione dei risultati sperimentali su banco prova Roller Rig (il modello è descritto nel capitolo 2).
- Metodo di Polach: basato su una teoria semplificata in cui i contributi dei microscorrimenti laterale e longitudinale sono considerati separatamente da quello di spin.
- Metodo semplificato di Kalker, algoritmo Fastsim: permette di calcolare velocemente e con una buona precisione le forze di attrito.
- Teoria lineare di Kalker con saturazione.

2.4. Il modello di usura

L'algoritmo RTCONTACT include un modulo aggiuntivo, vedi Fig. 9, per valutare l'usura del profilo ruota e del profilo rotaia. Il modello di usura consente di stimare in tempo reale l'evoluzione della forma dei profili durante la simulazione (o prova sperimentale). La quantità di materiale asportato dall'area di contatto per effetto dell'usura è calcolato utilizzando un algoritmo che è stato integrato all'interno dell'algoritmo Fastsim di Kalker; l'algoritmo originale di Kalker è infatti stato modificato al fine di valutare il tasso di usura. Il modello si basa sulla teoria di Archard, adottata da molti studiosi di questo settore [30], [31]. Infatti, questa teoria è solitamente adottata per lo studio dell'usura dovuta a scorrimento. Il modello di Archard ipotizza che il volume di materiale asportato V è proporzionale alla distanza percorsa in scorrimento S e al carico normale N , mentre è inversamente proporzionale alla durezza Brinell H dei materiali a contatto, vedi Eq. 72.

$$V = \frac{KSN}{H} \quad (72)$$

Secondo [30], il coefficiente di usura K può essere calcolato da una "caratteristica di usura" (vedi Tab. 2) valida in condizioni di asciutto per differenti tipologie di acciaio, comunemente impiegati per la costruzione di ruote e rotaie.

Coeff. di usura K	$v_{slip} < 0.2$ m/s	0.2 m/s $< v_{slip} < 0.7$ m/s	$v_{slip} > 0.7$ m/s
$p > 0.8 \cdot H$ MPa	$K_1 = 300-400 \times 10^{-4}$		
$p < 0.8 \cdot H$ MPa	$K_2 = 1-10 \times 10^{-4}$	$K_3 = 30-40 \times 10^{-4}$	$K_4 = 1-10 \times 10^{-4}$

Tab. 2: Tabella per la determinazione del coefficiente di usura K .

In Tab. 2 v_{slip} è la velocità di scorrimento e le zone denominate K_2 e K_3 sono quelle che normalmente occorrono nel caso di contatto ruota-rotaia, anche se velocità di scorrimento e pressioni maggiori possono presentarsi nel caso di marcia in curva o in condizioni di scarsa aderenza. Al fine di incrementare la precisione dell'algoritmo di usura sono state effettuate diverse prove sperimentali su banco prova Roller-Rig per diversi livelli di scorrimento e considerando diverse condizioni di carico. Il materiale utilizzato per la costruzione di ruote e rulli è un materiale più tenero rispetto a quello che viene impiegato per la costruzione dei cerchioni e delle rotaie. Le prove sperimentali hanno permesso di determinare una nuova tabella di usura, che rispetto

alla Tab. 2 ha una maggior precisione ed è suddivisa in un numero maggiore di "zone", vedi Tab. 3. Inoltre, la Tab. 3 considera un diverso valore del coefficiente di usura per la ruota e la rotaia, dato che questi due elementi sono costruiti con acciai di diverso tipo e di differente durezza.

	Coeff. di usura K	v_{slip} [m/s]						
		<0,1	0,1÷0,2	0,2÷0,3	0,3÷0,4	0,4÷0,5	0,5÷0,7	>0,7
Ruota	$p > 0.8 \cdot H$	370×10^{-4}						
	$p < 0.8 \cdot H$	1×10^{-4}	3.6×10^{-4}	8.5×10^{-4}	29×10^{-4}	31.8×10^{-4}	18×10^{-4}	1×10^{-4}
Rotaia	$p > 0.8 \cdot H$	520×10^{-4}						
	$p < 0.8 \cdot H$	2×10^{-4}	7.8×10^{-4}	13.3×10^{-4}	48.2×10^{-4}	53×10^{-4}	21.7×10^{-4}	2×10^{-4}

Tab. 3: Tabella per la determinazione del coefficiente di usura K determinata sperimentalmente.

La Tab. 3 è stata integrata all'interno del modulo di usura e l'algoritmo interpola la tabella sulla base della velocità di scorrimento e della pressione normale di contatto. I materiali impiegati per la costruzione di ruote e rulli del Roller-Rig non consentono di ottenere una rappresentazione precisa delle reali condizioni di contatto, ma permettono di effettuare test di usura accelerati senza compromettere la struttura dell'algoritmo di contatto e di usura. Infatti, è sufficiente sostituire la Tab. 3 se si vogliono considerare differenti tipologie di materiale per ruota e rullo. La costruzione di ruote e rulli con il materiale realmente impiegato per la costruzione di cerchioni e rotaie è un'attività molto complessa e costosa perché i grezzi di questi materiali vengono forniti già in forma di rotaia (le rotaie vengono ottenute con il metodo della colata continua) e non come tondini o dischi di dimensioni adeguate per la lavorazione dei rulli da installare sul Roller-Rig. La costruzione di una tabella identica alla Tab. 3, ma relativa ai materiali di reale utilizzo, viene rimandata a future attività di ricerca. In Tab. 4 si riporta la durezza Brinell dei materiali utilizzati per la costruzione della Tab. 3.

	Durezza HB [MPa]
Ruota (Fe360)	100
Rullo (Fe510)	160

Tab. 4: Durezze Brinell dei materiali impiegati per la costruzione di ruote e rulli.

Al fine di calcolare la distribuzione delle pressioni tangenziali sull'area di contatto, l'algoritmo Fastsim di Kalker discretizza la regione di contatto, sia in direzione x sia in direzione y , vedi Fig. 20.

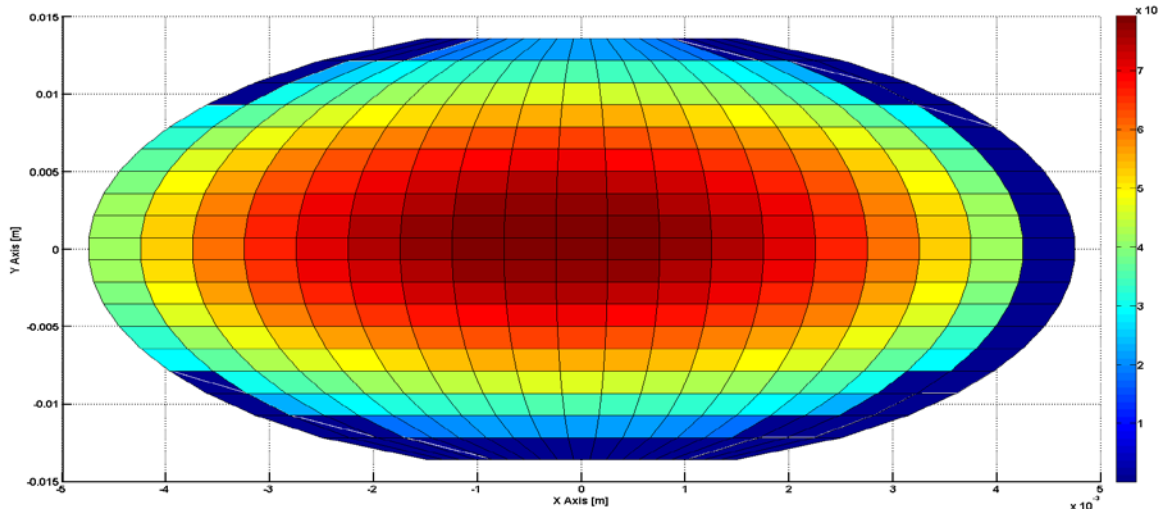


Fig. 20: Discretizzazione dell'area di contatto.

L'algoritmo RTCONTACT permette all'utente di selezionare il numero di elementi che intende utilizzare per discretizzare l'area di contatto lungo le due direzioni; si utilizza una griglia $m \times n$ elementi. Applicando l'Eq. 72 ad un singolo elemento si ottiene l'Eq. 73.

$$V_e = \frac{K S_e N_e}{H} \quad (73)$$

Il pedice e in Eq. 73 è utilizzato per indicare che una determinata grandezza si riferisce al singolo elemento dell'area di contatto. Dividendo ambo i membri dell'Eq. 73 per l'area del singolo elemento ($dx \cdot dy$) si ottiene la profondità di usura al centro dell'elemento considerato U_e , vedi Eq. 74.

$$U_e = \frac{K S_e p_e}{H} \quad (74)$$

La distanza percorsa in slittamento sul singolo elemento S_e può essere calcolata secondo l'Eq. 75, dove dx è la lunghezza dell'elemento lungo la direzione x (direzione di avanzamento del veicolo).

$$S_e = \frac{|v_{slip,e}|}{v_0} dx \quad (75)$$

In Eq. 75, la velocità di scorrimento $v_{slip,e}$ può essere calcolata secondo l'Eq. 76.

$$v_{slip,e} = K_v \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (76)$$

I termini s_x e s_y in Eq. 76 sono le velocità adimensionalizzate, definite da Kalker nell'algoritmo Fastsim; la costante K_v permette di convertire le velocità adimensionalizzate nella velocità di scorrimento effettiva. Questa costante può essere determinata tramite l'Eq. 77, dove a e b sono i semi-assi dell'ellisse di contatto e N è il carico normale agente.

$$K_v = \frac{2N\mu V_0 L_{eq}}{\pi a^2 b} \quad (77)$$

Il parametro di rigidezza equivalente L_{eq} può essere calcolato come la media delle rigidezze L_1 , L_2 e L_3 , definite da Kalker in [10], vedi Eq. 78.

$$L_{eq} = \frac{L_1|\xi| + L_2|\eta| + L_3|\phi|\sqrt{ab}}{\sqrt{\xi^2 + \eta^2 + ab\phi^2}} \quad (78)$$

La variabile V_0 che compare nell'Eq. 75 rappresenta la velocità di riferimento per il calcolo del microscorrimento che, nel caso di contatto ruota-rullo, può essere calcolata come il prodotto della velocità angolare del rullo ω_r per il raggio attuale di rotolamento del rullo r_r , vedi Eq. 79. Nel caso di contatto ruota-rotaia V_0 è semplicemente la velocità di avanzamento del veicolo.

$$V_0 = \omega_r r_r \quad (79)$$

La pressione normale p_e che compare nell'Eq. 74 e agente sul singolo elemento dell'area di contatto può essere calcolata a partire dalla pressione adimensionalizzata z , definita da Kalker all'interno dell'algoritmo Fastsim, vedi Eq. 80.

$$p_e = K_p z \quad (80)$$

La costante K_p , necessaria per passare dalla pressione adimensionalizzata a quella effettiva, può essere determinata mediante l'Eq. 81.

$$K_p = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (81)$$

L'algoritmo di usura determina su ogni elemento dell'area di contatto la profondità di usura U_e , e dopo ciò calcola il valor medio di U_e sugli elementi che appartengono a strisce parallele all'asse x . In questo modo è possibile costruire una curva di usura

che è funzione solamente della coordinata v sul piano di contatto, e l'intervallo della funzione è compreso tra $[-b, b]$. Questo processo è necessario in quanto il modello di contatto considera profili bidimensionali, che sono funzione solamente della coordinata laterale y e della coordinata verticale z . Ovviamente l'algoritmo di usura calcola una profondità di usura solamente sulla porzione di area di contatto dove si ha scorrimento, mentre sull'area di adesione non sia ha asportazione di materiale per effetto dell'usura e, quindi, l'algoritmo impone una profondità di usura nulla in questa zona.

Il valor medio di usura lungo una generica striscia parallela all'asse x viene determinato secondo l'Eq. 82.

$$U_x(v) = \frac{\sum_{i=1}^m U_{e,i}}{m_e} \quad (82)$$

La profondità di usura calcolata secondo l'Eq. 82 viene poi distribuita uniformemente lungo la direzione circonferenziale della ruota e del rullo. Ovviamente la distribuzione di usura $U_x(v)$ calcolata sulla ruota e il rullo è diversa dato che i materiali e i raggi di rotolamento dei due corpi sono differenti. La profondità media di usura lungo la direzione circonferenziale per la ruota $U_S^w(v)$ e il rullo $U_S^r(v)$ è calcolata secondo le Eq. 83.

$$\begin{aligned} U_S^r(v) &= \frac{U_x^r(v)}{2\pi r_r} \omega_r r_r \Delta t \\ U_S^w(v) &= \frac{U_x^w(v)}{2\pi r_w} \omega_w r_w \Delta t \end{aligned} \quad (83)$$

Nelle Eq. 83, il pedice r è utilizzato per indicare il rullo, mentre il pedice w per indicare la ruota; ovviamente il danneggiamento dovuto a usura è calcolato dall'algoritmo RTCONTACT su entrambi i lati della sala. La variabile Δt rappresenta l'intervallo di tempo che intercorre tra due calcoli successivi della profondità di usura, che è pari a 20 ms nel caso di funzionamento in tempo reale. Il calcolo delle distribuzioni di usura in Eq. 83 è effettuato dal blocchetto denominato "Modulo di Usura" in Fig. 9 e queste distribuzioni vengono poi utilizzate dal blocchetto denominato "Generatore dei profili Ruota/Rotaia" per aggiornare la forma dei profili nel tempo.

Al fine di valutare correttamente l'evoluzione della geometria dei profili nel tempo è necessario modificare i profili durante la simulazione. Questa operazione è molto importante in quanto il materiale rimosso a causa dell'usura cambia la geometria della zona di contatto, influenzando sulla posizione del punto di contatto, sull'angolo di contatto e sulle curvature locali. La profondità di usura è calcolata adottando un sistema di riferimento avente origine al centro dell'area di contatto e giacente su di essa. Perciò il sistema di riferimento giace sul piano tangenziale al punto di contatto e passante per questo punto. Per questa ragione al fine di applicare la distribuzione di usura, calcolata su questo sistema di riferimento, ai profili di ruota e rullo è necessario roto-traslare tale distribuzione rispetto al sistema di riferimento locale dei profili. Il materiale viene rimosso dai profili di ruota e rullo ad ogni iterazione e dopo dieci iterazioni viene applicato un filtro per regolarizzare la forma dei profili. Questo filtro ha lo scopo di rimuovere solamente le irregolarità causate dal processo numerico e non ha effetto sulla geometria del profilo. Al fine di aggiornare la forma del profilo la prima operazione è quella di determinare la porzione di profilo che è soggetta ad usura, vedi Fig. 21; noti dal modulo geometrico, l'angolo di contatto γ , la coordinata laterale del punto di contatto y_c e i semi-assi a e b dell'ellisse di contatto è possibile calcolare la zona del profilo interessata dal fenomeno di usura secondo l'Eq. 84.

$$[y_c - b \cos \gamma; y_c + b \cos \gamma] \quad (84)$$

Le funzioni che descrivono la profondità media di usura $U_S^w(v)$ e $U_S^r(v)$ sono perpendicolari al rispettivo profilo nella zona di contatto, e, per questa ragione, è necessario scrivere in forma parametrica l'equazione della retta perpendicolare al profilo e passante per un generico punto del profilo compreso nell'intervallo definito dall'Eq. 84. La retta è parametrizzata in funzione della distanza s misurata perpendicolarmente alla retta tangente al profilo nel punto di contatto, vedi Fig. 21. Le Eq. 85 esprimono l'equazione della retta nel sistema di riferimento locale dei profili, parametrizzata in funzione di s .

$$\begin{aligned} y_{\perp} &= \frac{s}{\sqrt{1+m^2}} \\ z_{\perp} &= \frac{ms}{\sqrt{1+m^2}} \end{aligned} \quad (85)$$

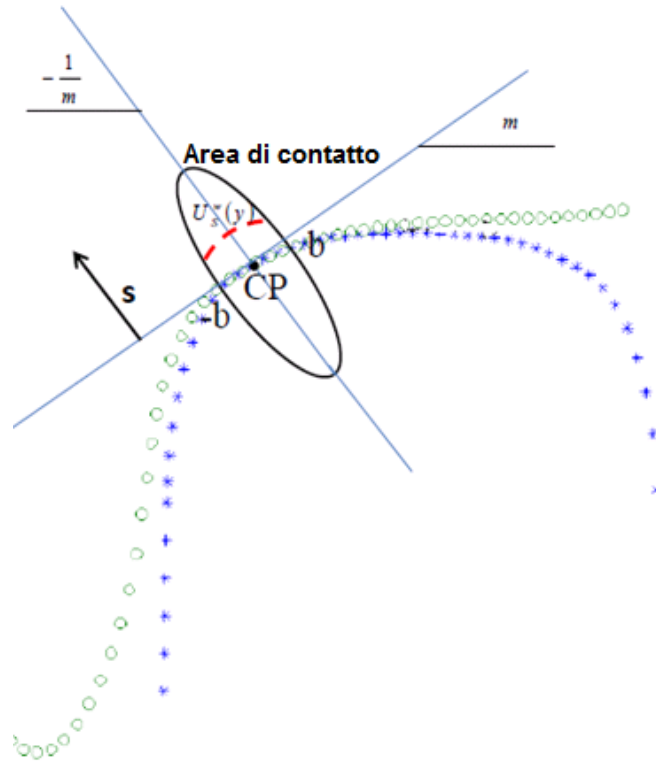


Fig. 21: Metodo adottato per la rimozione del materiale dai profili di ruota e rotaia.

Nelle Eq. 85 il parametro m è il coefficiente angolare della retta tangente al profilo nel punto di contatto, e per calcolarlo è necessario calcolare la derivata prima del profilo ad ogni iterazione. Questa operazione viene effettuata nel modulo geometrico in quanto necessaria per il calcolo della curvatura del profilo. Successivamente l'algoritmo di usura interpola la funzione $U_s(v)$, in maniera tale che contenga lo stesso numero di punti che contiene la porzione di profilo compresa nell'intervallo di Eq. 84. Il generico punto j della funzione di usura media $U_s(v)$ è indicato mediante l'aggiunta del pedice j . Imponendo che la distanza s sia uguale alla profondità di usura è possibile calcolare la porzione di profilo che deve essere rimossa, vedi Eq. 86.

$$\begin{aligned} y_{wear,j} &= \frac{U_{s,j}(v)}{\sqrt{1+m^2}} \\ z_{wear,j} &= \frac{mU_{s,j}(v)}{\sqrt{1+m^2}} \end{aligned} \quad (86)$$

Ciascun punto j che definisce il profilo usurato all'iterazione $i+1$ può essere calcolato utilizzando le Eq. 87.

$$\begin{aligned} yp_{i+1,j} &= yp_{i,j} - y_{wear,j} \\ zp_{i+1,j} &= zp_{i,j} - z_{wear,j} \end{aligned} \quad (87)$$

Nelle Eq. 87 le coordinate dei punti del profilo all'iterazione $i+1$ sono calcolate come la differenza tra le coordinate del profilo all'iterazione precedente e le coordinate della distribuzione di usura. Nelle Eq. 87 $yp_{i,j}$ e $zp_{i,j}$ sono le coordinate del punto j del profilo all'iterazione i -esima. Le Eq. 87 possono essere indistintamente utilizzate per il profilo ruota e per quello rullo/rotaia semplicemente ricalcolando i valori di m e $U_{S,j}$. Ovviamente i punti del profilo che vengono modificati secondo l'Eq. 87 sono solamente i punti la cui coordinata laterale è inclusa nell'intervallo di Eq. 84. Quando il codice RTCONTACT viene avviato, alloca in memoria i profili di ruota e rullo/rotaia che l'utente ha fornito mediante file di testo; dopo questa operazione il codice modifica i profili ad ogni iterazione nella zona in cui si verifica il fenomeno di usura. I profili sono, infatti, salvati nella stessa posizione di memoria durante tutta la simulazione. Il codice ogni 2000 m di spazio percorso dal veicolo (valore di *default* che può essere modificato dall'utente) salva in un file di testo i profili allo stato attuale, in maniera tale da poter studiare l'evoluzione del profilo nel tempo. Durante la simulazione i profili sono filtrati per regolarizzarne la forma e ottimizzare le prestazioni dell'algoritmo di interpolazione. Il filtro ha il solo scopo di rimuovere le irregolarità ad elevata frequenza dovute al processo numerico.

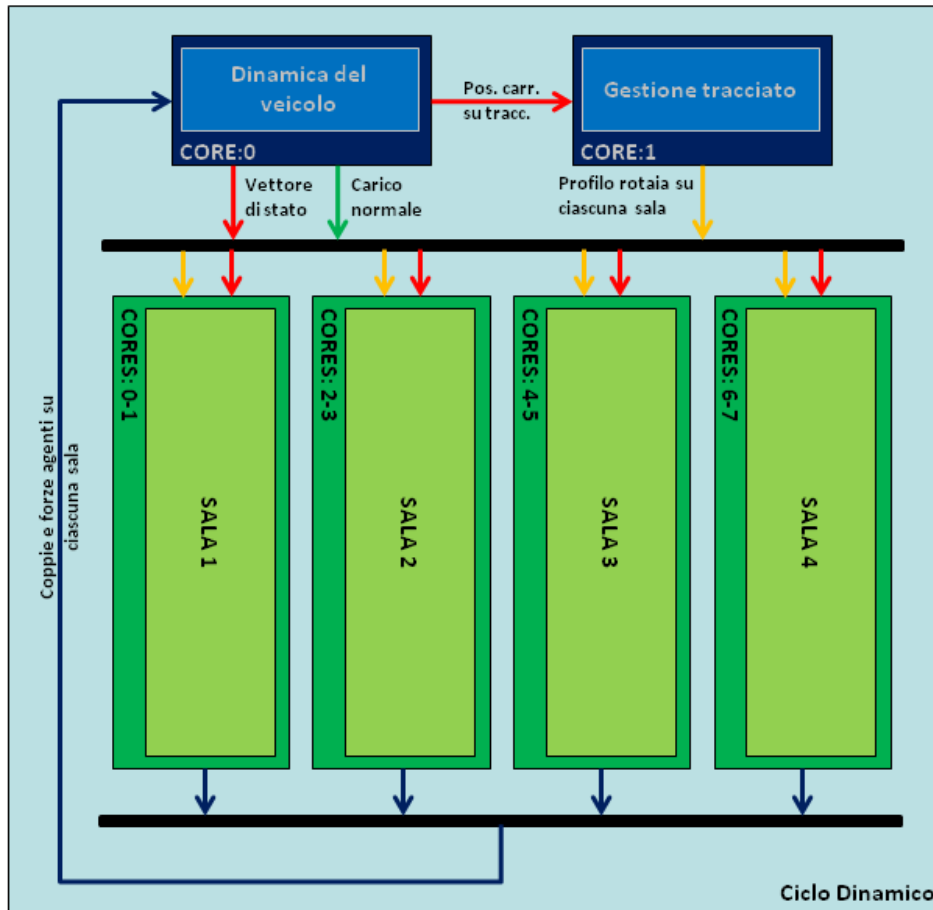
2.5. Parallelizzazione dell'algoritmo di contatto RTCONTACT

Negli ultimi anni sono state sviluppate CPU basate su architetture a più processori, che permettono di incrementare notevolmente le prestazioni degli algoritmi ricorrendo alla tecnica della parallelizzazione. Inoltre, il costo di questi sistemi *multicore* è molto ridotto ed è del tutto paragonabile a quello di architetture standard a processore singolo. Per questa ragione l'algoritmo RTCONTACT è stato sviluppato per poter essere eseguito su architetture multiprocessore. Il caso di contatto ruota-rotaia si presta molto bene ad essere parallelizzato, infatti è possibile dedicare una CPU per il calcolo delle forze di contatto su ciascuna ruota e una o più CPU per eseguire il modello dinamico del veicolo. Considerando, per esempio, il modello di una carrozza singola a 4 assi (8 ruote) il processore dedicato alla soluzione della dinamica del veicolo ottiene le forze di contatto, calcolate simultaneamente dagli otto

processori utilizzati per il calcolo delle forze di contatto. Ovviamente il processore utilizzato per la soluzione del problema dinamico può essere anche utilizzato per la soluzione del problema di contatto in quanto durante il calcolo delle forze di contatto il problema dinamico non può essere risolto dato che necessita di tali forze per procedere all'iterazione successiva. Perciò durante il calcolo delle forze di contatto vengono impiegati otto processori per il calcolo delle forze di contatto, mentre per la soluzione dell'iterazione dinamica vengono impiegati almeno due processori, uno per la gestione del tracciato e uno per la soluzione del problema dinamico. Il processore dedicato alla gestione del tracciato si occupa di determinare la sezione di rotaia che deve entrare in contatto con la ruota, che dipende esclusivamente dalle caratteristiche geometriche del tracciato e dalla posizione occupata dalla sala. Per questa ragione il modulo che si occupa della gestione del tracciato necessita come *input* il vettore di stato della sala. Lo schema riportato in Fig. 22 mostra l'assegnazione dei vari processori, considerando il caso del modello di una carrozza isolata.

Osservando lo schema riportato in Fig. 22 si può notare che per risolvere il problema del contatto vengono dedicati due processori per ogni sala. L'utilizzo di due *core* è dovuto al fatto che l'algoritmo di contatto RTCONTACT è molto oneroso dal punto di vista computazionale e per ridurre i tempi di calcolo è possibile risolvere parallelamente il problema sulle due ruote appartenenti alla stessa sala. Ovviamente non tutti i moduli dell'algoritmo di contatto possono essere risolti parallelamente, infatti, se si considera il modulo geometrico che è costituito da due algoritmi è possibile risolvere parallelamente l'algoritmo *Contact* per il calcolo della posizione del punto di contatto, ma l'algoritmo *Contactpoint*, che si occupa di posizionare correttamente la sala rispetto alle rotaie, può essere eseguito solo quando dispone dei risultati, sia per la ruota destra sia per quella sinistra, dell'algoritmo *Contact*. In Fig. 23 si riporta in dettaglio la parallelizzazione dell'algoritmo di contatto relativo ad una delle sale che compaiono nello schema di Fig. 22. Osservando lo schema in Fig. 23 si può notare che l'algoritmo per il calcolo dei microscorrimenti non è stato parallelizzato e questa scelta è dovuta al fatto che questo modulo non contiene processi iterativi e di conseguenza si è preferito calcolare i microscorrimenti per le

due ruote in maniera sequenziale, dato che non si avrebbe avuto un beneficio apprezzabile dalla parallelizzazione.



Modello di una carrozza distribuito su 8 processori

Fig. 22: Parallelizzazione dell'algoritmo di contatto per il modello numerico di una carrozza.

Il modello dinamico del veicolo è stato sviluppato secondo l'approccio *Multibody*. L'utilizzo di questa formulazione è conveniente per lo studio della dinamica di veicoli ferroviari in quanto permette di risolvere sistemi in cui la geometria del sistema varia nel tempo e si ha la presenza di forze non lineari. Con questo approccio, infatti, le forze non lineari vengono trattate allo stesso modo di quelle lineari. In generale, l'equazione di moto di un sistema *Multibody* può essere scritta secondo l'Eq. 88.

$$[M]\{\ddot{q}\} = f(q, \dot{q}, t) \quad (88)$$

In Eq. 88 M è la matrice di massa del sistema, q è il vettore di stato e t è il tempo.

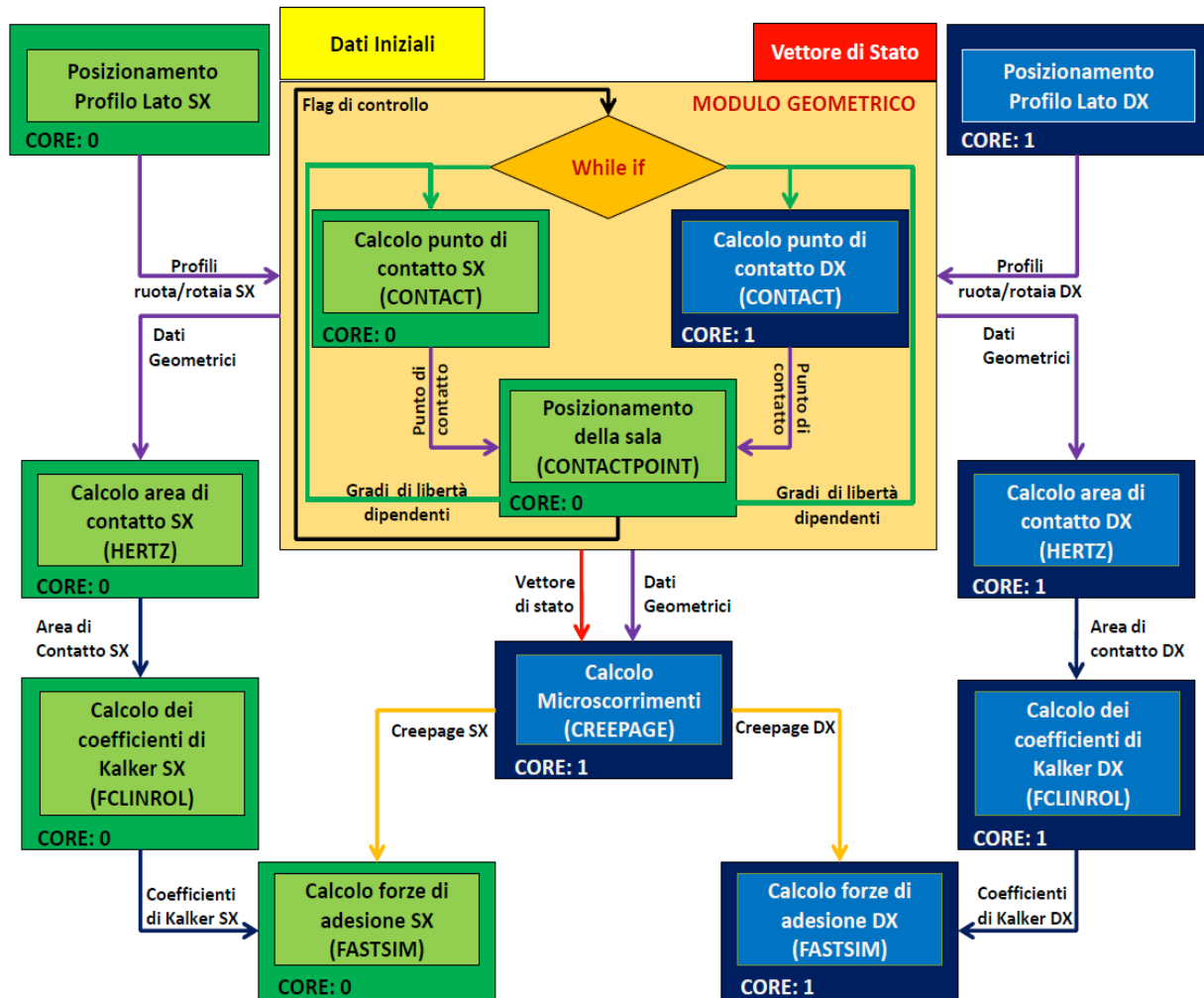


Fig. 23: Suddivisione dei moduli dell'algoritmo RTCONTACT su due processori.

Osservando l'Eq. 88 si può notare che le matrici di rigidità e smorzamento non sono direttamente espresse nell'equazione, come nel caso del metodo degli elementi finiti (FEM), infatti tali forze vengono espresse come forze generalizzate allo stesso modo di quelle di contatto (membro destro dell'Eq. 88). In Fig. 24 si riporta lo schema che rappresenta il modello numerico di carrozza che è stato sviluppato e in cui sono indicati i corpi rigidi, gli elementi forza e i processori utilizzati per ciascuna operazione.

Le forze esterne sono le forze generate dalle sospensioni, dagli smorzatori e dalle forze di attrito e il vettore degli spostamenti e delle velocità è determinato dall'integrazione del vettore delle accelerazioni, vedi Fig. 25.

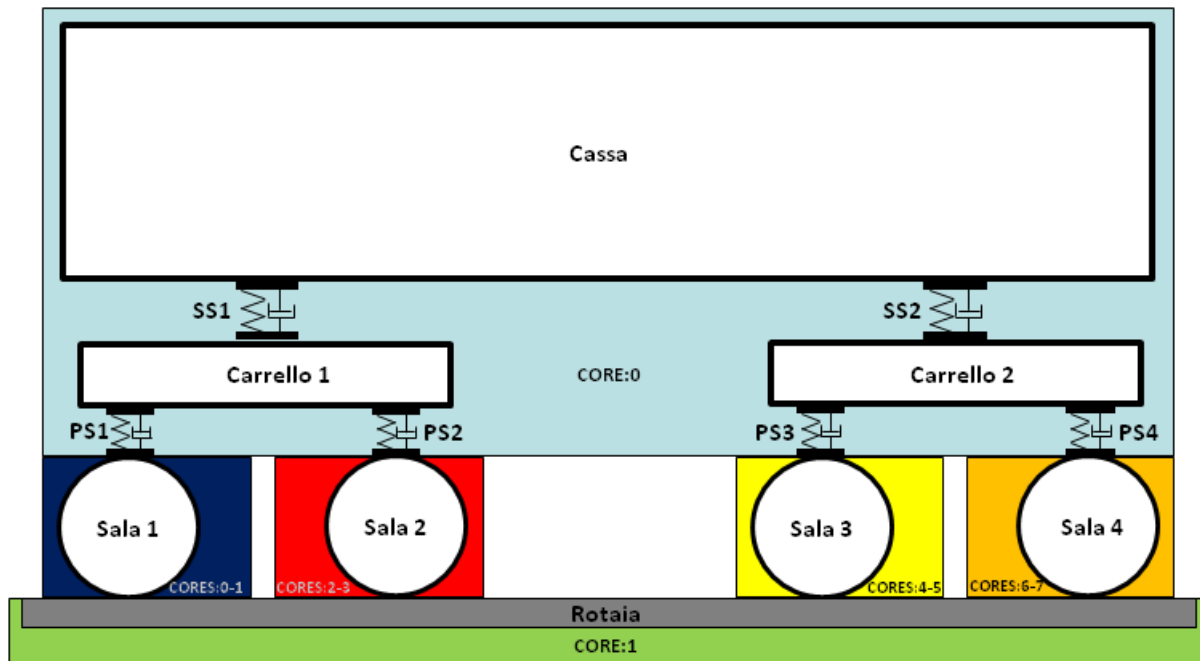


Fig. 24: Modello numerico real-time di una carrozza ferroviaria.

Le forze generate dall' i -esima sospensione sono calcolate come il prodotto della distanza relativa tra il marker i e il marker j , appartenenti a due corpi diversi, e la rigidità dell'elemento elastico collegato ai due marker, vedi Eq. 89.

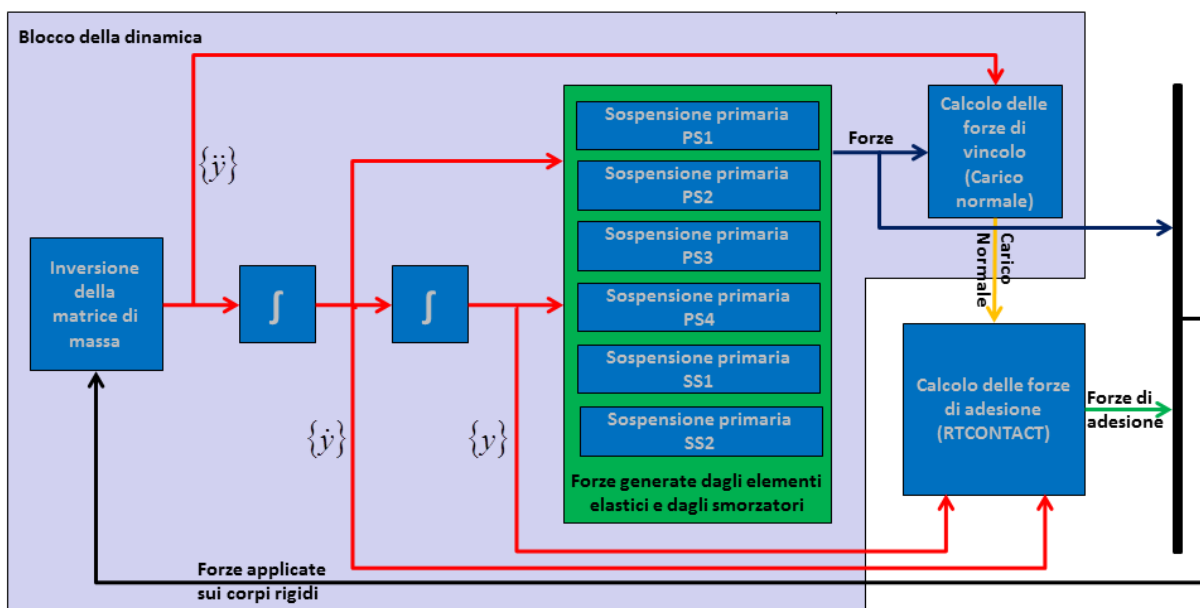


Fig. 25: Schema del metodo di calcolo impiegato per lo studio dinamico della carrozza ferroviaria.

$$\{F_e\}_i = [K]_{i,j}(\{q\}_i - \{q\}_j) \quad (89)$$

Allo stesso modo è possibile calcolare le forze degli smorzatori, utilizzando le velocità dei marker i e j , vedi Eq. 90.

$$\{F_d\}_i = [C]_{i,j}(\{\dot{q}\}_i - \{\dot{q}\}_j) \quad (90)$$

Le forze di contatto sono invece calcolate dal modulo di contatto descritto in precedenza e sono applicate al centro di ciascuna sala. Il vettore di stato q , esplicitato in Eq. 91, contiene gli spostamenti, le rotazioni e gli angoli di Eulero. In totale sono stati utilizzati sette corpi rigidi: quattro sale, due carrelli e una carrozza.

$$\{q\} = \{x, y, z, \alpha_x, \alpha_y, \alpha_z, \theta, \varphi, \psi\} \quad (91)$$

In Fig. 25 il blocco denominato “Calcolo delle forze di vincolo” è utilizzato per calcolare il carico normale agente tra la ruota e la rotaia, il quale è determinato dalle equazioni di equilibrio sulla sala e per questo motivo necessita come input i carichi sulle sospensioni e il vettore delle accelerazioni. Una volta determinate le forze di contatto, tutte le CPU sono libere e possono essere impiegate per risolvere l'iterazione dinamica; attualmente la dinamica non è ancora stata parallelizzata e si lascia questa attività a future attività di ricerca.

2.6. Determinazione del coefficiente d'attrito

Il coefficiente di adesione ruota-rotaia ha una grande importanza per il calcolo delle forze di contatto ed è pertanto necessario disporre di un algoritmo in grado di stimarlo sulla base delle condizioni di marcia del veicolo. Il coefficiente di adesione è, infatti, una quantità molto variabile che dipende dalla velocità del veicolo, dal carico agente sulla zona di contatto e dalla presenza di un elemento intermedio tra i corpi in contatto. Quest'ultimo può essere:

- Acqua e/o ghiaccio: nel caso di pioggia, sulle rotaie tende a depositarsi un velo d'acqua che ha l'effetto di ridurre notevolmente il coefficiente d'adesione.
- Grasso: viene volontariamente depositato o sulla rotaia o sulla flangia della ruota al fine di ridurre il coefficiente d'attrito e, quindi, diminuire il rischio di

svio durante la marcia in curva del veicolo. I sistemi di ingrassaggio vengono comunemente chiamati ungibordo, se installati sul veicolo, oppure sistemi di ingrassaggio fissi se installati sulle rotaie; il primo tipo è solitamente costituito da un lubrificante solido che mediante un sistema di precarico viene tenuto premuto contro la flangia della ruota, il secondo è invece costituito da un sistema automatico che rilascia palline di grasso sul bordo interno della rotaia esterno curva, in questo modo, il veicolo, con il bordino ruota, spalma il grasso lungo la curva.

- Sabbia: viene solitamente rilasciata, mediante una tramoggia automatica installata sul telaio carrello, davanti alle ruote degli assi di trazione, al fine di incrementare il coefficiente d'attrito quando il veicolo percorre tratti con pendenza elevata.
- Foglie: tendono a formare uno strato molto scivoloso sopra la rotaia diminuendo drammaticamente il coefficiente d'attrito.

Al fine di poter simulare condizioni in cui si ha un degradamento del coefficiente d'attrito sono state effettuate molte prove sperimentali su banco prova Roller Rig, sia in condizioni di asciutto sia in condizioni di bagnato, come verrà mostrato nel capitolo 3. Utilizzando i dati sperimentali è stata costruita una tabella che fornisce in base alla velocità nominale del veicolo e al carico asse il valore di picco della curva di adesione. Sono state costruite due tabelle in maniera tale da distinguere il caso di asciutto da quello di bagnato.

2.7. Validazione numerica dell'algoritmo RTCONTACT

L'algoritmo RTCONTACT ha la possibilità di lavorare in differenti modalità a seconda del tipo di simulazione che si vuole effettuare. In particolare per la validazione numerica del modello sono stati costruiti diversi modelli di sala singola isolata su tracciato implementati in diversi ambienti di calcolo, infatti l'utilizzo di codice C ne permette l'integrazione con diversi codici commerciali. La sala singola è stata scelta come metro di confronto in quanto permette una precisa validazione del codice di contatto, infatti, non essendo presenti altri corpi nel modello, la dinamica della sala è

influenzata solamente dalle forze di contatto che vengono scambiate tra le ruote e le rotaie. Il codice RTCONTACT può operare nelle seguenti modalità:

- Standalone: la dinamica e il modulo di contatto sono implementati entrambi in ambiente Matlab/C. In questo caso il modello risulta completamente indipendente da altri codici numerici.
- Integrato all'interno di codici commerciali multibody: l'algoritmo di contatto viene integrato all'interno di codici commerciali come una routine esterna in maniera tale da poterlo utilizzare come un macro elemento forza all'interno del codice.
- Simulazioni Real-Time: il codice di contatto viene compilato all'interno di una S-function in ambiente Matlab/Simulink. Successivamente il modello Simulink è compilato in una macchina modulare DSPACE. In questo modo si ottiene un modello di sala singola completamente indipendente che permette di effettuare analisi dinamiche real-time per lo sviluppo di sistemi Hardware in the Loop (HIL) e per lo studio di nuovi sistemi di controllo attivi. Un'alternativa è quella di compilare l'algoritmo di contatto in librerie dinamiche (.dll) e di integrarle in ambiente LabVIEW-RT, come descritto nel capitolo 3.
- Cosimulazione: in questo caso il problema del contatto e quello dinamico possono essere gestiti in due ambienti differenti in maniera tale da scindere i due problemi. Questa tipologia di modello è interessante da un lato per la parallelizzazione del codice e dall'altro per ottenere un confronto diretto tra l'algoritmo di contatto RTCONTACT e quello implementato all'interno di codici *multibody* commerciali.

In questa sezione si riportano i risultati ottenuti implementando il codice in modalità standalone, real-time e in cosimulazione; non si riportano risultati per quanto riguarda l'implementazione del codice all'interno di altri codici multibody poiché i risultati sono analoghi a quelli che si ottengono utilizzando il codice in cosimulazione. Il modello di confronto nelle diverse modalità fa sempre riferimento ad una sala singola isolata su tracciato; le ragioni che hanno portato all'utilizzo di questo modello per la validazione dell'algoritmo di contatto sono la modularità di questo sistema e la possibilità di avere

un confronto con altri codici numerici. In sostanza si vuole dimostrare da un lato che il codice RTCONTACT, nonostante sia basato su geometrie dei corpi a contatto bidimensionali, fornisce risultati in linea con altri codici e, dall'altro, che è possibile implementare algoritmi di contatto real-time senza dover ricorrere a tabelle precompilate.

2.7.1. Confronto con il "*Manchester Contact Benchmark*"

Un primo confronto dell'algoritmo RTCONTACT è stato effettuato con il "Manchester Contact Benchmark", un documento che confronta i risultati ottenuti da diversi codici di contatto commerciali ed universitari. Per confrontare i diversi moduli di contatto nella [29] è stato utilizzato un semplice modello di sala libera su tracciato in cui vengono completamente trascurate le azioni inerziali, perciò la sala viene spostata lateralmente in modo statico; per considerare anche l'effetto dell'angolo di imbardata la sala viene ruotata attorno all'asse verticale di un angolo proporzionale allo spostamento laterale imposto. Le grandezze di interesse per il contatto sono tutte riportate in funzione dello spostamento laterale della sala. In Fig. 26 si riporta l'angolo di contatto della ruota destra; la curva relativa all'algoritmo RTCONTACT presenta alcune piccole differenze rispetto ai risultati ottenuti dagli altri codici, che sono causate dal fatto di considerare una geometria di contatto bidimensionale. In realtà queste differenze sono molto contenute e i risultati che si ottengono sono compresi nell'intervallo di valori degli altri codici. Dall'osservazione della Fig. 26 si può dunque concludere che l'angolo di contatto è poco influenzato dal considerare una tipologia di contatto bidimensionale. Dal grafico si evince, inoltre, che l'andamento della curva nel tratto decrescente, ottenuto con il codice RTCONTACT, risulta essere più regolare rispetto agli andamenti ottenuti con gli altri codici. La regolarità delle curve delle caratteristiche di contatto dipendono fondamentalmente dall'ordine di precisione con cui si interpolano i profili di ruota e rotaia e sono, quindi, influenzati, sia all'algoritmo di interpolazione, sia dal numero di punti con cui si discretizzano i profili. Chiaramente l'utilizzo di un contatto tridimensionale comporta algoritmi di interpolazione più complessi, perciò se non si utilizza un elevato numero di punti di interpolazione, si rischia di ottenere profili interpolati irregolari, i quali comportano a loro volta grandezze geometriche di contatto con andamento non

regolare. Questo tipo di andamento crea problemi durante simulazioni dinamiche in quanto sono necessarie più iterazioni per il calcolo della posizione del punto di contatto. Grazie ai dati reperibili nella [29] è anche possibile effettuare un confronto dei microscorrimenti di spin Fig. 27, longitudinale Fig. 28 e laterale Fig. 29. Per quanto riguarda lo spin si può notare che il risultato ottenuto dal codice RTCONTACT si allinea con quello ottenuto dal codice commerciale VOCOLIN per spostamenti laterali della sala maggiori a 6,5 mm, mentre si discosta leggermente dai codici VAMPIRE e TDS CONTACT nella medesima zona. RTCONTACT si allinea invece a questi ultimi per spostamenti laterali della sala inferiori ai 6,5 mm. Le differenze che si ottengono per quanto riguarda lo spin sono minime e non tali da influenzare in modo evidente le forze di contatto.

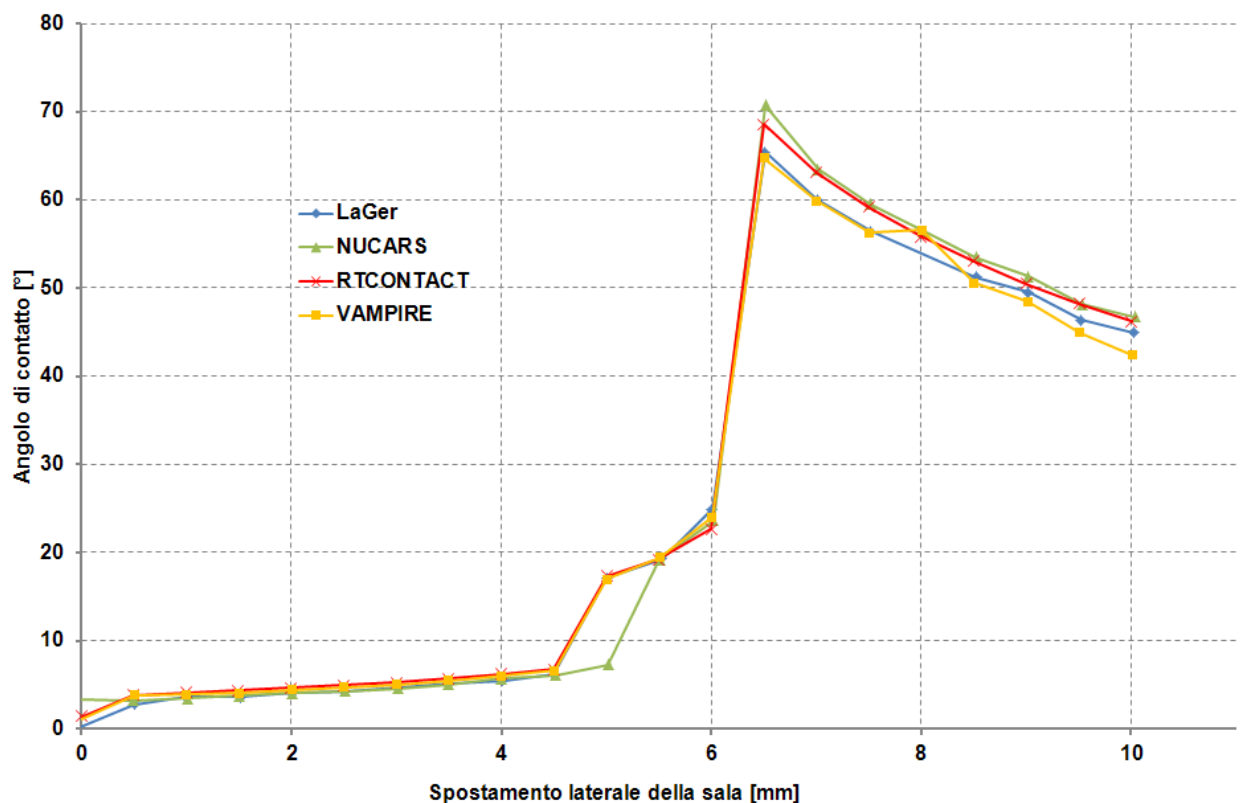


Fig. 26: Angolo di contatto misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.

Anche in questo caso è possibile notare che la curva ottenuta con l'algoritmo RTCONTACT è più regolare rispetto a quelle ottenute con gli altri codici. Per il

calcolo del microscorrimento longitudinale è necessario disporre dell'angolo e della velocità di imbardata che possono essere facilmente calcolati da considerazioni cinematiche. L'algoritmo RTCONTACT opera con geometrie di contatto bidimensionali, ma per il calcolo dei microscorrimenti tiene conto dell'effetto dell'angolo di imbardata (*Shift* del punto di contatto) grazie alle Eq. 47. In Fig. 28 è possibile notare che il microscorrimento longitudinale viene sovrastimato dal codice RTCONTACT e questo è probabilmente dovuto all'ipotesi di contatto bidimensionale, l'errore medio che si commette è comunque inferiore al 10% e, quindi, è in linea con l'errore medio che si commette nell'utilizzare l'algoritmo FASTSIM per la stima delle forze di microscorrimento. Analizzando il microscorrimento laterale riportato in Fig. 29 si nota che la curva ottenuta con l'algoritmo RTCONTACT ha un andamento del tutto in linea con gli altri codici, infatti, la curva si trova compresa tra i valori ottenuti da questi ultimi. Il microscorrimento laterale risulta dunque poco influenzato dalle ipotesi di contatto adottate per la determinazione del punto di contatto. Si noti che il microscorrimento laterale non è stato riportato per spostamenti laterali della sala inferiori a 4.5 mm perché in questa zona il suo valore è semplicemente uguale al valore dell'angolo di imbardata; infatti l'andamento del microscorrimento laterale varia bruscamente quando si ha contatto di flangia e, quindi, per spostamenti superiori ai 4.5 mm.

Dai grafici riportati in questo paragrafo si può notare che il codice di contatto RTCONTACT si allinea con i risultati ottenuti con gli altri codici. Questo risultato è stato ottenuto ricalcolando i microscorrimenti senza ricorrere all'ipotesi semplificative della "*first order theory*" di De Pater. I risultati riportati in questa sezione dimostrano che l'utilizzo di geometrie di contatto bidimensionali permette comunque di calcolare i microscorrimenti con un buon grado di approssimazione. Il grande vantaggio dell'algoritmo RTCONTACT è la velocità di calcolo, che gli permette di funzionare in simulazioni real-time senza ricorrere a tabelle precompilate. In realtà il confronto riportato in questo capitolo non è esaustivo in quanto permette sì il confronto di tutte le grandezze importanti per il contatto ruota-rotaia, ma non consente di effettuare un'analisi dinamica in cui lo spostamento laterale e l'angolo di imbardata non siano imposti, ma vengano calcolati in funzione della dinamica del sistema. .

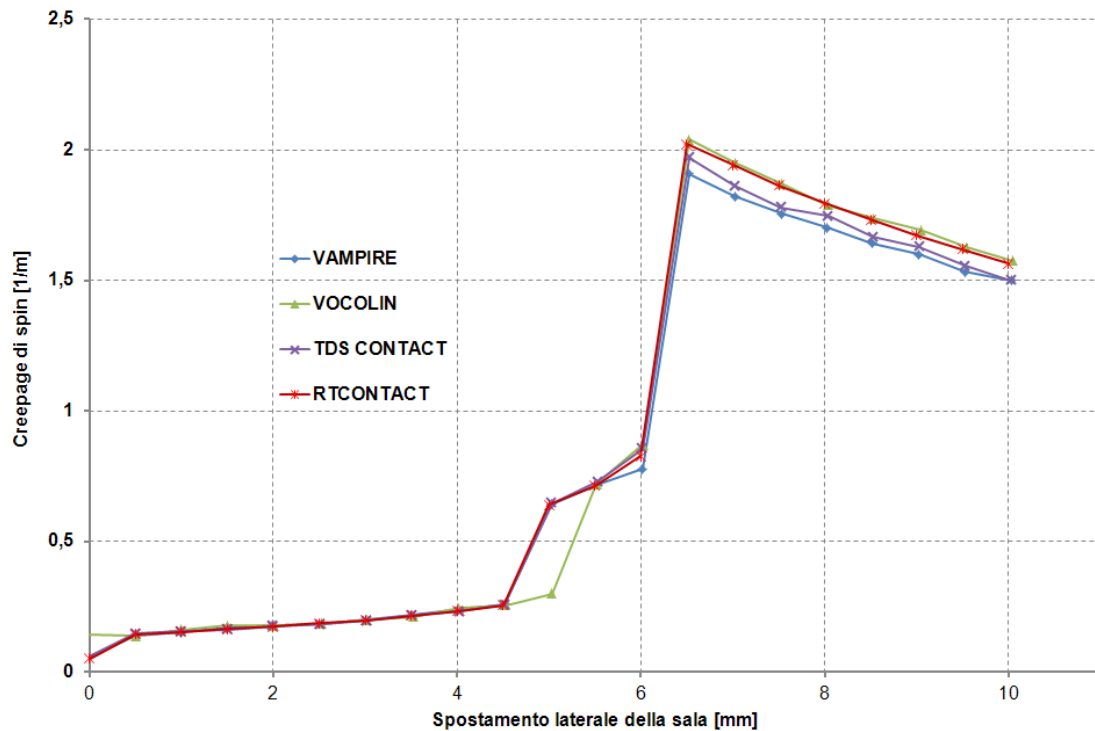


Fig. 27: Microscorrimento di spin misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.

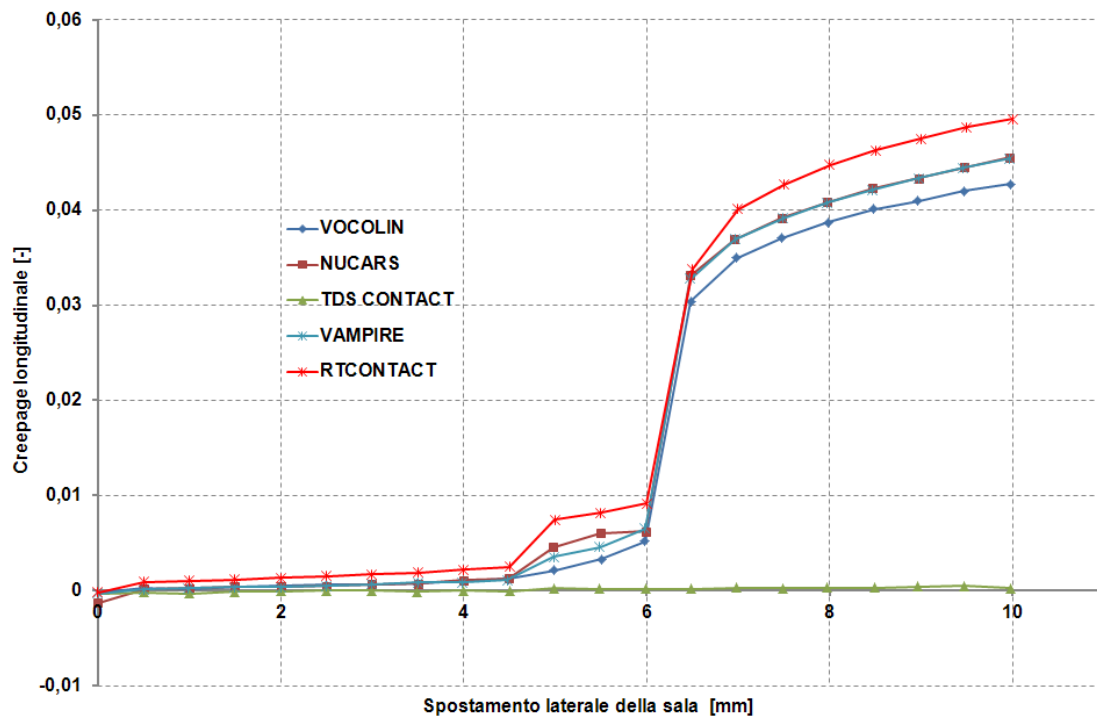


Fig. 28: Microscorrimento longitudinale misurato sulla ruota sinistra al variare della posizione laterale della sala.

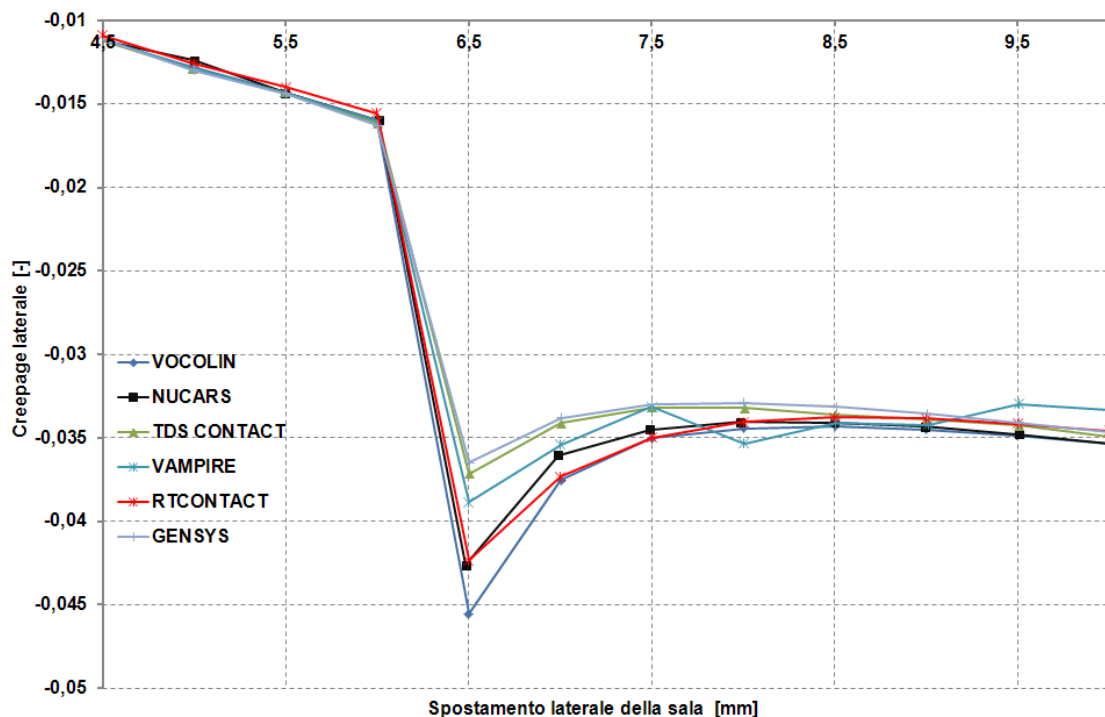


Fig. 29: Microscorrimento laterale misurato sulla ruota destra al variare della posizione laterale della sala.

In questa sezione non si riportano ulteriori confronti con [29] per evitare di prolungare eccessivamente la trattazione, si ritiene infatti che il modulo di Hertz e il modulo per il calcolo delle forze di microscorrimento (FASTSIM) siano basati su metodi di calcolo ormai assodati e di cui esistono in letteratura molti confronti.

2.7.2. Confronto con la norma UIC 519

In questa sezione si confrontano i risultati ottenuti dal modulo geometrico con quelli reperibili in letteratura dalla normativa UIC 519 [23]. Il documento riporta le grandezze geometriche caratteristiche del contatto in funzione dello spostamento laterale della sala. Al suo interno vengono riportate le funzioni interpolanti per quattro tipologie di profilo ruota e una tipologia di profilo rotaia; i profili contemplati non si riferiscono a profili reali, ma a profili appositamente studiati per consentire un confronto con codici di contatto. Le funzioni che definiscono i profili sono definite a tratti e non possono essere direttamente introdotte all'interno del codice; per questo motivo tali formule sono state utilizzate per generare delle tabelle contenenti i punti dei profili. Il sistema di riferimento di questi ultimi è riferito al centro del tracciato e la normativa definisce i profili rotaia già posati, perciò nella fase iniziale dell'algoritmo di

contatto non è necessario ruotare i profili dell'angolo di posa; nel documento vengono anche forniti tutti i dati geometrici relativi alla geometria del tracciato e che sono indispensabili per posizionare correttamente i profili. Nella normativa, come risultati di confronto, vengono inseriti la differenza dei raggi di rotolamento e la somma delle tangenti dell'angolo di contatto destro e sinistro; entrambe le grandezze sono riportate in funzione dello spostamento laterale della sala. L'andamento di queste ultime, essendo funzione della posizione relativa dei profili ruota e rotaia, può essere utilizzato per verificare i risultati del modulo geometrico. In questa sede si riporta il confronto con le normative per quanto riguarda la differenza dei raggi di rotolamento per il caso di contatto tra il profilo ruota RUC519-A e il profilo rotaia SUIC519-A. In Fig. 30 si riporta la differenza dei raggi di rotolamento in funzione dello spostamento laterale della sala. Dalla Fig. 30 si può notare che le due curve sono sovrapposte per piccoli spostamenti laterali della sala, mentre si scostano per spostamenti maggiori ai 6 mm. Questa differenza è causata dal fatto che nelle normative UIC viene trascurato l'angolo di rollio della sala, mentre nel modulo geometrico, qui presentato, questo grado di libertà viene considerato. Quanto detto è confermato dall'andamento delle due curve, infatti la curva relativa all'algoritmo RTCONTACT per spostamenti laterali della sala maggiori a 6 mm presenta una differenza dei raggi di rotolamento destro e sinistro maggiore rispetto alla curva riportata nella normativa. Il risultato che si ottiene analizzando la differenza degli angoli di contatto è identico a quello ottenuto in Fig. 30 e per questo motivo si è deciso di non riportare tale grafico. Il limite delle normative UIC è che permettono di confrontare solamente il modulo geometrico per piccoli spostamenti della sala poiché queste trascurano completamente il moto di rollio. Questo grado di libertà dipendente ha però un'importanza fondamentale per la determinazione della posizione del punto di contatto e, di conseguenza, le normative UIC non possono essere utilizzate per effettuare un confronto esaustivo del codice di contatto.

Attualmente non esiste alcun documento ufficiale che consenta agli sviluppatori di algoritmi di contatto di poter effettuare un confronto per valutare l'attendibilità dei propri algoritmi. Questa carenza è probabilmente dovuta alla difficoltà dell'argomento trattato che non permette di sviluppare un modello di confronto che possa mettere d'accordo tutti i codici commerciali e universitari esistenti; non esiste infatti un

allineamento completo dei risultati tra i vari codici, come si può dedurre dai grafici riportati nella precedente sezione.

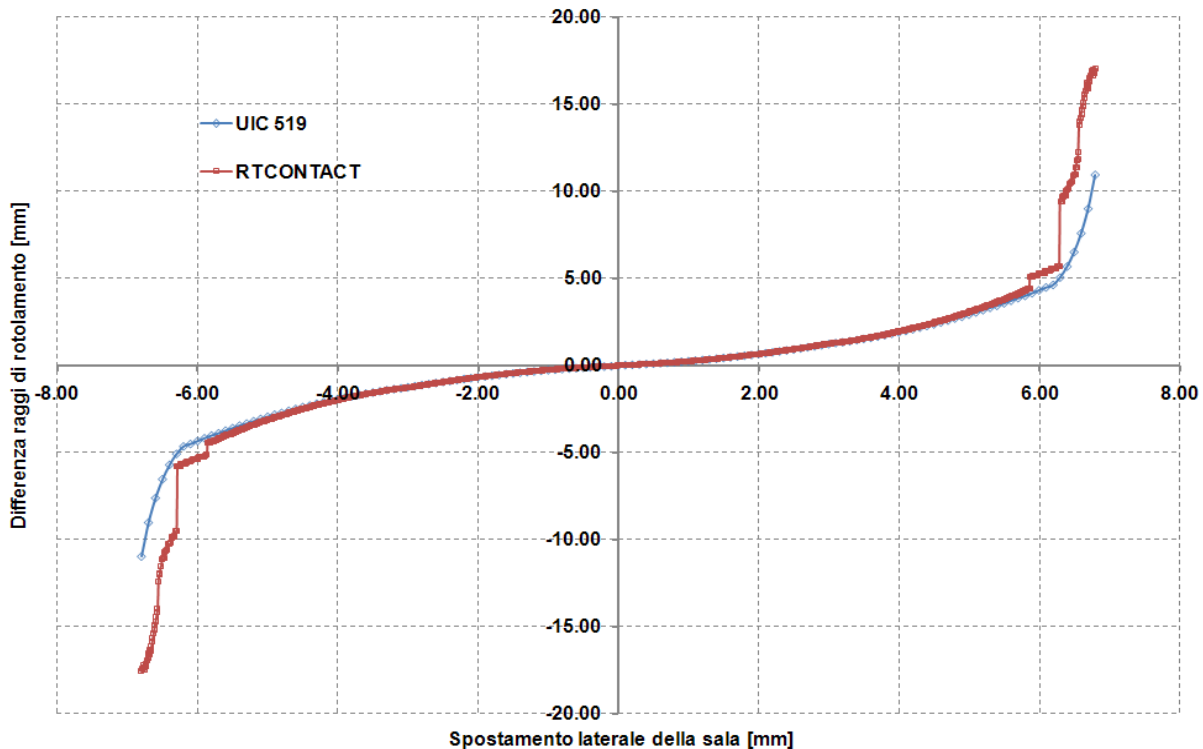


Fig. 30: Differenza dei raggi di rotolamento destro e sinistro al variare della posizione laterale della sala.

2.7.3. Confronto con il codice commerciale Simpack

Il codice multibody Simpack permette di effettuare una verifica esaustiva del codice RTCONTACT, infatti, permette di confrontare le forze di contatto calcolate da quest'ultimo con quelle calcolate dal codice Simpack all'interno di una simulazione dinamica. Come già accennato in precedenza, per il confronto tra i due codici si è scelto di utilizzare un modello di sala singola libera su tracciato poiché questo semplice sistema permette di effettuare un confronto semplice e rapido dell'algoritmo di contatto. Il modello di sala singola in Simpack è stato costruito utilizzando il vincolo ferroviario ruota-rotaia presente all'interno del programma. Questo elemento consente alla sala sei gradi di libertà, dei quali quattro indipendenti e due dipendenti, questi ultimi sono lo spostamento verticale e l'angolo di rollio. Le proprietà di massa sono state concentrate nel baricentro dell'assile, il quale è stato modellato come un corpo rigido. Le forze di contatto sono state calcolate utilizzando

la teoria semplificata di Kalker, che è la stessa adottata dal codice RTCONTACT. E' stato considerato il caso di tracciato rettilineo e si è valutato il caso di profili ruota e rotaia privi di irregolarità. Per valutare la dinamica libera del sistema si è imposto uno spostamento laterale iniziale della sala rispetto alla mezzeria del tracciato e una velocità longitudinale della sala costante. In questo modo le uniche forze esterne agenti sulla sala risultano essere le forze di contatto, che sono dunque le responsabili dell'evoluzione dinamica del sistema. Il modello equivalente di sala per il confronto è stato implementato interamente in ambiente Matlab/Simulink. In realtà per il confronto con Simpack sono stati costruiti due differenti modelli di sala: un primo modello in cosimulazione con Simpack, in cui la dinamica della sala viene gestita dal codice multibody, mentre le forze di contatto sono calcolate mediante l'algoritmo RTCONTACT, ed un secondo modello interamente implementato in ambiente Simulink in cui sia la dinamica che il contatto sono implementati all'interno di una S-function in codice C. Il primo modello è stato costruito con la finalità di avere un confronto diretto tra il modulo di contatto RTCONTACT e il modulo presente all'interno di Simpack; la cosimulazione permette di avere un riscontro diretto tra i due modelli, infatti è possibile osservare i risultati di entrambi i codici nel postprocessor di Simpack ed è inoltre possibile avere un riscontro grafico del comportamento delle due sale, una con il contatto gestito da Simpack e l'altra con il contatto gestito da RTCONTACT. Il secondo modello è stato, invece, costruito con la finalità di poterlo compilare in tempo reale direttamente all'interno di un sistema real-time ed è, quindi, stato necessario implementare sia la dinamica sia il contatto nello stesso ambiente. Per effettuare questa operazione si è utilizzata una S-function che permette di gestire un modello dinamico come se fosse un normale blocchetto di Simulink, in pratica questa funzione permette di interfacciare codice scritto in linguaggio C direttamente con il solutore di Simulink. La preparazione del secondo modello risulta essere più complessa rispetto al primo poiché il codice deve essere ricompilato, cercando di minimizzare quanto più possibile le tempistiche di calcolo per evitare di incorrere in errori di *overflow* durante la fase di esecuzione del codice all'interno del sistema real-time.

2.7.3.1. Modello di sala singola in cosimulazione

Per effettuare un confronto tra l'algoritmo di contatto RTCONTACT e l'algoritmo di contatto di Simpack si è costruito un modello di sala singola la cui dinamica è gestita dal codice Simpack, mentre il contatto dal codice RTCONTACT. L'interfaccia di cosimulazione tra i due ambienti è stata creata mediante il blocchetto Simat, che si trova all'interno della libreria di Simulink, vedi Fig. 31. In Simpack si è creato semplicemente un corpo rigido, con le stesse proprietà di massa della sala con cui si vuole effettuare il confronto, a sei gradi di libertà vincolato al sistema di riferimento principale mediante un "General Rail Track Joint". Questo vincolo non sopprime alcun grado di libertà, ma genera l'interfaccia di contatto tra ruota e rotaia. Dato che si vuole che il contatto sia completamente gestito dall'algoritmo RTCONTACT non sono stati generati i profili di ruota e rotaia, così che Simpack non possa applicare forze di contatto alla massa. Le uniche forze che agiscono sulla massa, oltre alla forza peso, sono forze e momenti applicati sul suo baricentro (trasposizione delle forze di contatto), che provengono dall'algoritmo di contatto in ambiente Matlab. Il vettore di stato della sala viene inviato, mediante l'interfaccia Simat, al codice di contatto. In questo modo è stato possibile creare una sala in cui il problema dinamico e il problema del contatto sono separati e risolti in due ambienti differenti. Inoltre nel modello Simpack si è aggiunta una seconda sala, completamente indipendente dall'altra, nella quale sia la dinamica sia il contatto sono completamente gestiti da Simpack. Questo seconda sala è stata aggiunta per avere un riscontro rapido e visivo del comportamento dei due modelli di sala.

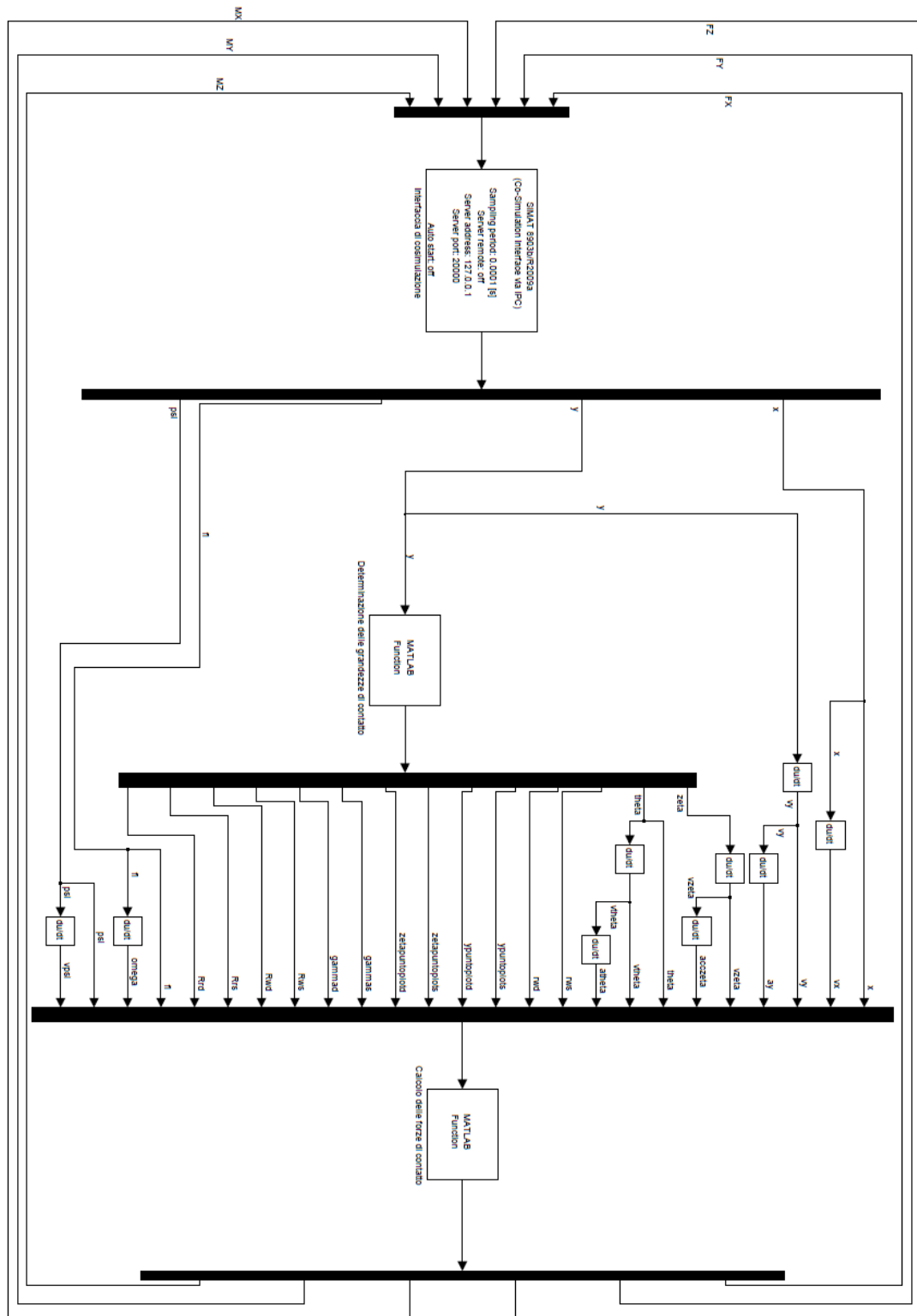


Fig. 31: Modello Simulink di sala singola su tracciato in cosimulazione con Simpack.

2.7.3.2. Modello di sala singola *standalone*

In questa sezione si descrive in dettaglio la procedura utilizzata per la costruzione e la compilazione del modello di sala singola per simulazioni dinamiche real-time su macchina modulare dSpace. Come già accennato in precedenza sia il modulo di contatto sia la dinamica della sala sono stati implementati all'interno di una S-function, sviluppata in linguaggio C.

La sala è stata considerata come un corpo rigido a sei gradi di libertà, di cui quattro indipendenti e due dipendenti. Questi ultimi due sono lo spostamento verticale e l'angolo di rollio. Per quanto detto il modello può essere costruito a quattro gradi di libertà in quanto i due gradi di libertà indipendenti vengono calcolati all'interno dell'algoritmo di contatto in funzione del vincolo rigido tra ruota e rotaia. In pratica i due gradi di libertà dipendenti sono funzione dei quattro gradi di libertà indipendenti e perciò non aumentano la dimensione del problema. La sala, come già accennato in precedenza, è stata lasciata libera sul tracciato e non è perciò stata collegata, né a molle né a smorzatori con l'esterno. La matrice di rigidezza e quella di smorzamento sono in questo caso matrici nulle e, di conseguenza le uniche grandezze non nulle sono la matrice di massa e il vettore delle forze esterne.

Il modello permette di inserire una forza laterale che simula un disturbo esterno che serve a valutare la stabilità del modello; all'utente è lasciata l'opportunità di inserire un valore nullo per questa forza. Il modello qui presentato deve però poter essere utilizzato per la simulazione di un intero veicolo e, quindi, deve essere lasciata l'opportunità alla sala di essere collegata al carrello mediante molle e smorzatori; per questo motivo nel modello le matrici di rigidezza e smorzamento possono essere riempite dall'utente. In questo caso a differenza del modello presentato nel capitolo 1, il modello dinamico è stato sviluppato con un approccio classico e non con quello tipico dei sistemi *multibody*. L'equazione di equilibrio dinamico del modello è riportata in Eq. 92.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F_e\} \quad (92)$$

In Eq. 92 Il vettore $\{F_e\}$ rappresenta il vettore delle forze e dei momenti esterni applicati sul baricentro della sala; nel caso in esame le uniche forze che agiscono

dall'esterno sulla sala sono le forze di reazione vincolare e le forze di microscorrimento. La trasposizione di queste forze sul baricentro della sala provoca la nascita di momenti a causa della variazione del punto di applicazione delle forze. Riportare le forze di contatto sul baricentro della sala è fondamentale se si vuole interfacciare il modello della sala con il modello dell'intero convoglio. In Eq. 92 il vettore di stato $\{x\}$ può essere esplicitato secondo l' Eq. 93

$$\{x\} = \{x, y, \varphi, \psi\} \quad (93)$$

Le grandezze all'interno del vettore $\{x\}$ sono rispettivamente lo spostamento longitudinale, lo spostamento laterale, l'angolo di beccheggio e l'angolo di imbardata della sala. Si noti che nel vettore $\{x\}$ non compaiono lo spostamento verticale z e l'angolo di rollio θ in quanto gradi di libertà dipendenti che vengono calcolati all'interno del modulo geometrico. L'Eq. 92 rappresenta un'equazione differenziale di secondo ordine, che non conviene risolvere direttamente all'interno della S-function. Quest'ultima richiede infatti di calcolare il vettore delle derivate prima di calcolare il vettore delle incognite e di conseguenza risulta conveniente ridurre l'Eq. 92 ad un'equazione differenziale di primo ordine. La riduzione di un ordine dell'equazione differenziale comporta però il raddoppio delle dimensioni del sistema. Per effettuare l'operazione di riduzione si definisce il vettore ausiliario $\{q\}$, vedi Eq. 94.

$$\{q\} = \{\dot{x}\} \quad (94)$$

Definito il vettore $\{q\}$ è possibile definire il sistema in Eq. 95 in cui la prima equazione è una riscrittura equivalente dell'Eq. 92, mentre la seconda è un'equazione identità.

$$\begin{cases} [M]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} + [K]\{x\} = \{F_e\} \\ -[I]\{q\} + [I]\{\dot{x}\} = \{\emptyset\} \end{cases} \quad (95)$$

Riscrivendo il sistema in forma matriciale si ottengono le Eq. 96.

$$\begin{bmatrix} [M] & [\emptyset] \\ [\emptyset] & [I] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{q}\} \\ \{\dot{x}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] & [K] \\ -[I] & [\emptyset] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e\} \\ \{\emptyset\} \end{Bmatrix} \quad (96)$$

Il vettore $\{s\}$ definito dall'Eq. 97 rappresenta il vettore di stato del sistema e possiede otto elementi; i primi quattro rappresentano le velocità dei gradi di libertà, mentre gli altri quattro le posizioni.

$$\{s\} = \begin{Bmatrix} \{q\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} \quad (97)$$

L'Eq. 92 può, quindi, essere trasformata in un'equazione differenziale di primo ordine.

$$[\bar{M}]\{\dot{s}\} + [\bar{K}]\{s\} = \{\bar{F}_e\} \quad (98)$$

Il vettore velocità $\{\dot{s}\}$ può essere calcolato secondo l'Eq. 99, che è stata espressa nella forma richiesta dall'S-function.

$$\{\dot{s}\} = [\bar{M}]^{-1}(\{\bar{F}_e\} - [\bar{K}]\{s\}) \quad (99)$$

Chiaramente il vettore delle forze $\{F_e\}$ deve contenere le forze e i momenti che si generano a causa del contatto ruota-rotaia riportati sul baricentro della sala. Queste forze vengono determinate nel modulo di contatto (RTCONTACT) e devono, quindi, essere ricalcolate ad ogni istante di tempo per calcolare le variabili di stato all'istante successivo.

2.7.3.3. Risultati ottenuti

In questa sezione si riportano i risultati ottenuti con i modelli presentati nei paragrafi precedenti e si confrontano tali risultati con quelli ottenuti con il codice Simpack. Le prove si riferiscono ad un modello di sala libera su tracciato, con velocità longitudinale di 10 m/s e spostamento laterale iniziale di 2 mm. Sono riportati i risultati sia per il modello che è stato implementato in configurazione *standalone*, in cui sia la dinamica sia il contatto sono gestiti interamente in ambiente Matlab, sia per il modello in cosimulazione, in cui la dinamica è gestita da Simpack e il contatto in ambiente Matlab. Per quanto riguarda il modello real-time, compilato all'interno del sistema real-time (dSpace), non si riportano risultati in quanto questi sono identici a quelli del sistema *standalone*, dato che il modello compilato in linguaggio C è identico. Per quanto riguarda il modello real-time risulta più importante analizzare i tempi di calcolo e l'impiego totale di CPU, come è già stato fatto nel paragrafo precedente. In Fig. 32 si riporta l'andamento dello spostamento laterale della sala nel tempo per un arco di tempo di 2 s; si è scelto di riportare i grafici con una scala temporale ridotta in maniera tale da visualizzare bene le differenze tra i vari modelli.

Dal grafico in Fig. 32 si nota che il modello *standalone* e quello in cosimulazione sono praticamente sovrapposti, mentre questi due modelli si discostano leggermente dal modello di sala singola interamente costruito con il codice Simpack. Quest'ultimo modello tende, infatti, a rendere la sala più instabile, come ben visibile in Fig. 33, e questo è probabilmente causato da una differenza nel calcolo delle forze di contatto tra il modulo di contatto di Simpack e RTCONTACT. Per quanto riguarda il modello Simpack si è scelto un contatto rigido con singolo punto di contatto e con calcolo delle forze di microscorrimento mediante l'algoritmo FASTSIM di Kalker. La scelta di questi parametri è stata fatta in maniera tale da poter fare un confronto con il codice RTCONTACT, che è basato sulle medesime ipotesi. Queste ipotesi semplificative sono indispensabili se si vuole utilizzare l'algoritmo di contatto in modalità real-time.

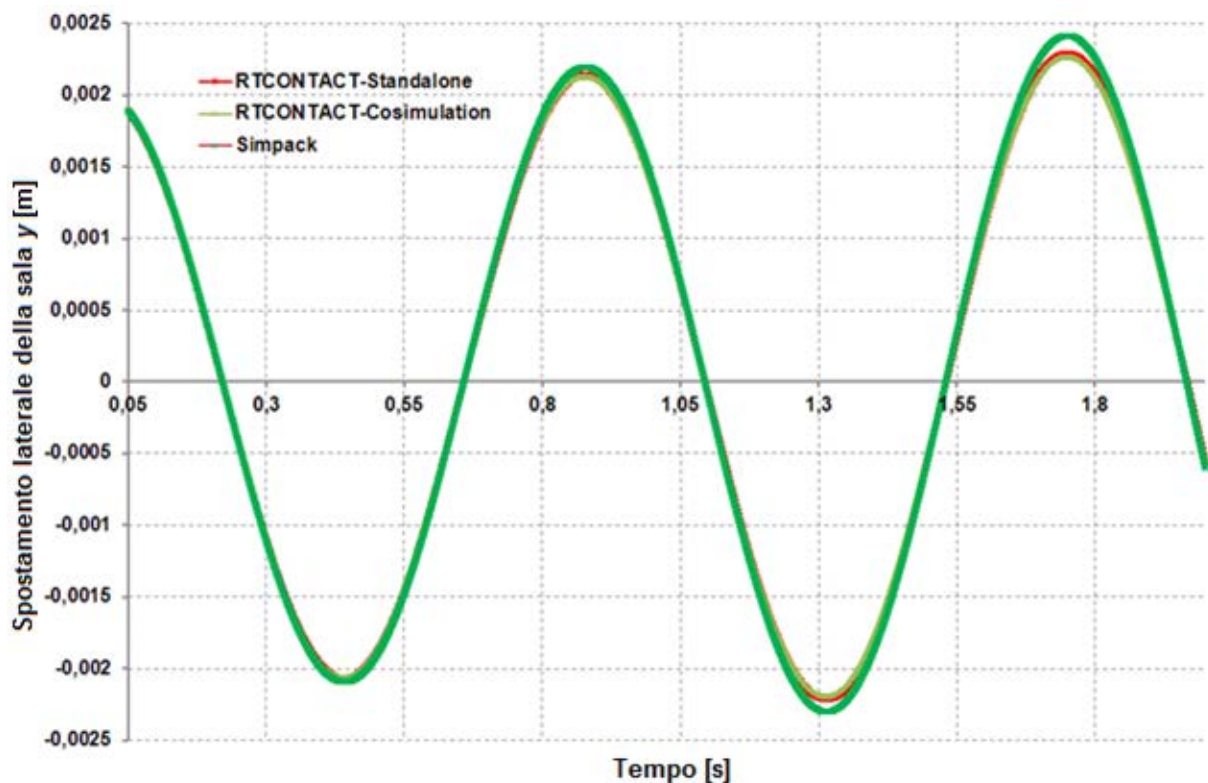


Fig. 32: Evoluzione dello spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici.

In Fig. 34 si riporta invece il grafico relativo all'angolo di imbardata della sala e anche in questo caso è possibile notare che il modello in ambiente Simpack prevede un comportamento della sala più instabile.

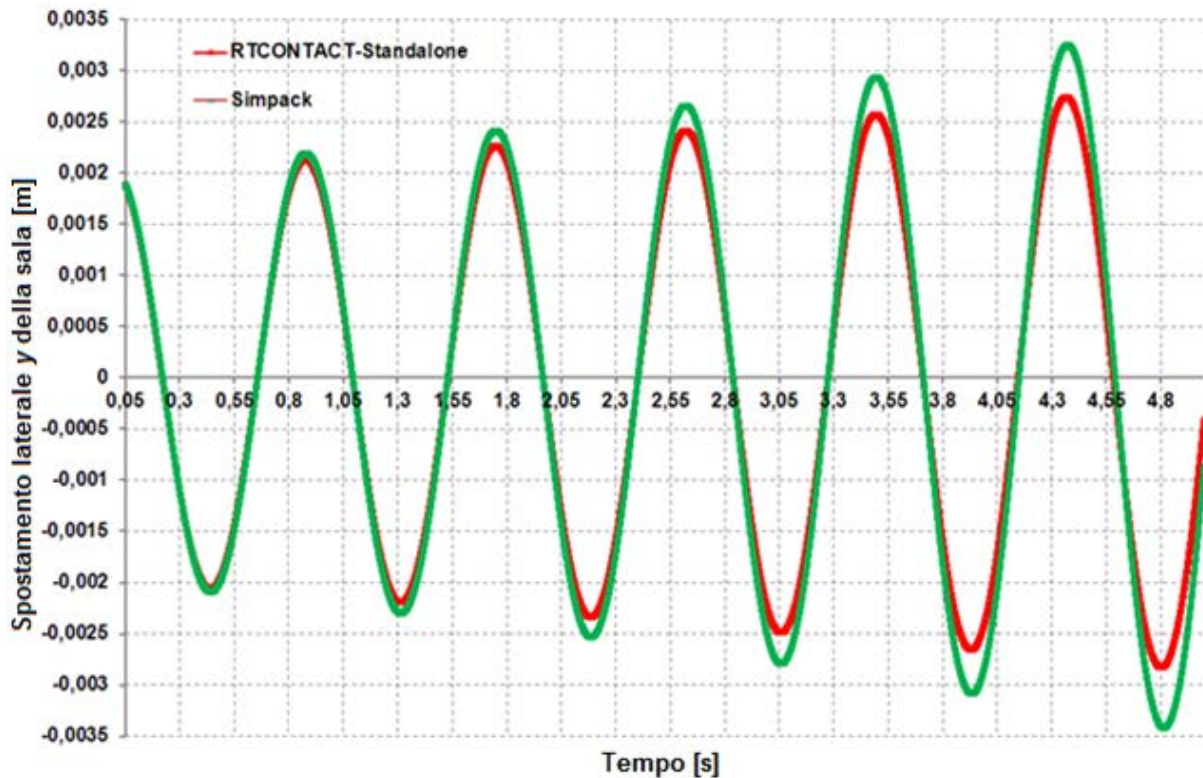


Fig. 33: Evoluzione dello spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici (simulazione 5s).

In Fig. 35 si riporta lo spostamento laterale della sala in funzione del suo angolo di imbardata in modo tale da evidenziarne il moto di serpeggio. Questo moto parassita si instaura, infatti, dall'accoppiamento del moto laterale e di quello di imbardata ed è importantissimo per lo studio della dinamica dei veicoli. Per stimare con precisione la velocità critica a cui si innesca il moto di serpeggio è necessario disporre di un algoritmo di contatto molto preciso che permetta di calcolare le forze di contatto con un buon ordine di precisione, inoltre, quando la sala diventa instabile l'integrazione del sistema diventa molto più dispendiosa dal punto di vista computazionale, perciò questo modello è adatto per testare le prestazioni del codice RTCONTACT. In genere un abbassamento del coefficiente di attrito comporta un miglioramento dal punto di vista della stabilità della sala ed esiste un valore limite del coefficiente di attrito al di sopra del quale il sistema passa dall'avere un comportamento stabile all'assumerne uno instabile. A conferma di quanto detto in Fig. 36 si riporta la stessa grandezza riportata nel grafico di Fig. 32 ottenuta con gli stessi parametri delle altre

simulazioni, ma con un coefficiente d'attrito molto basso e pari a 0.02; dalla curva si evince che in questo caso il comportamento del sistema è stabile, infatti, l'ampiezza dello spostamento laterale tende a diminuire nel tempo e anche in questo caso è possibile notare alcune piccole differenze tra il comportamento previsto dal codice Simpack e dall'algoritmo RTCONTACT.

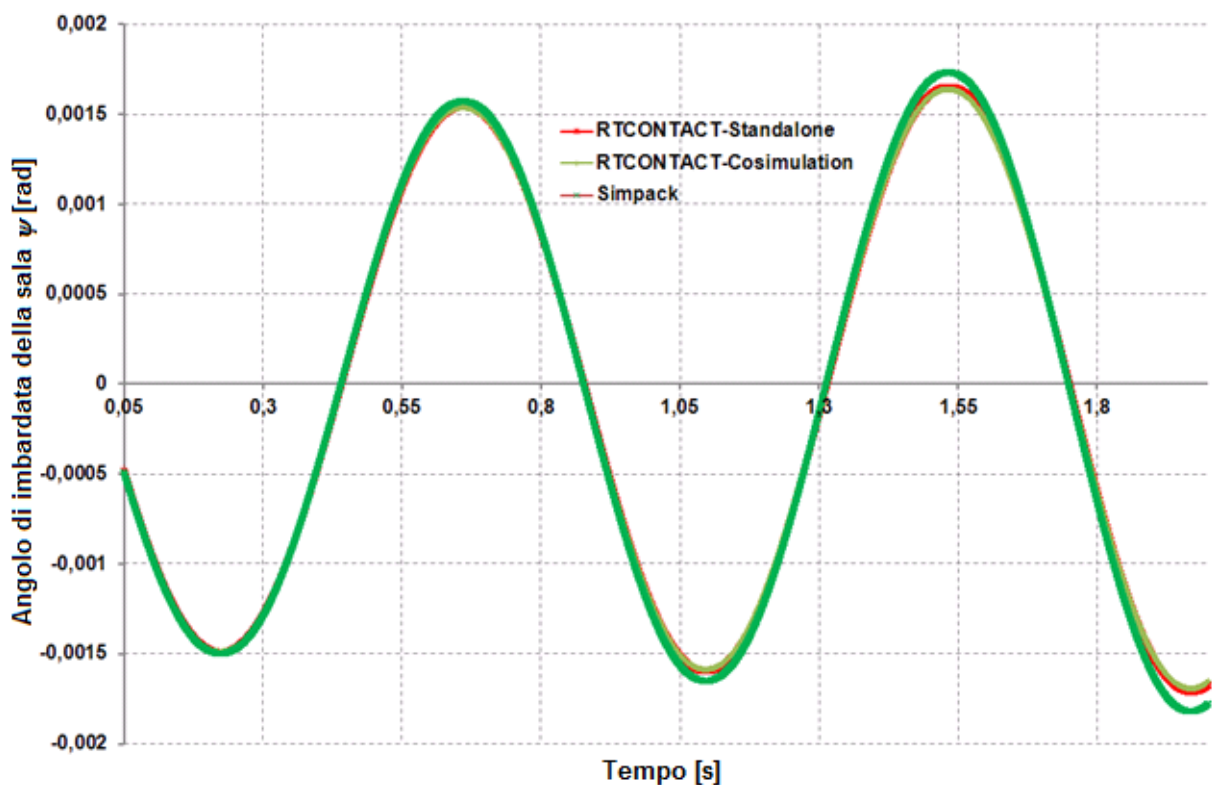


Fig. 34: Evoluzione dell'angolo di imbardata della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici.

In Fig. 37 è riportato l'andamento della velocità longitudinale del veicolo nel tempo, che a causa del disturbo delle forze longitudinali non risulta essere costante e pari a 10 m/s. In realtà lo scostamento della velocità longitudinale dal valore di 10 m/s risulta essere piccolo e dell'ordine dei 10^{-4} m/s, ma il valore attuale della velocità longitudinale è fondamentale per calcolare correttamente il microscorrimento longitudinale. Le differenze tra i due modelli che si possono notare nei grafici riportati precedentemente sono imputabili alle forze di contatto ruota-rotaia. In Fig. 38 si riporta un confronto tra la forza longitudinale risultante ottenuta utilizzando il modello interamente sviluppato in Matlab e quella ottenuta mediante il codice Simpack.

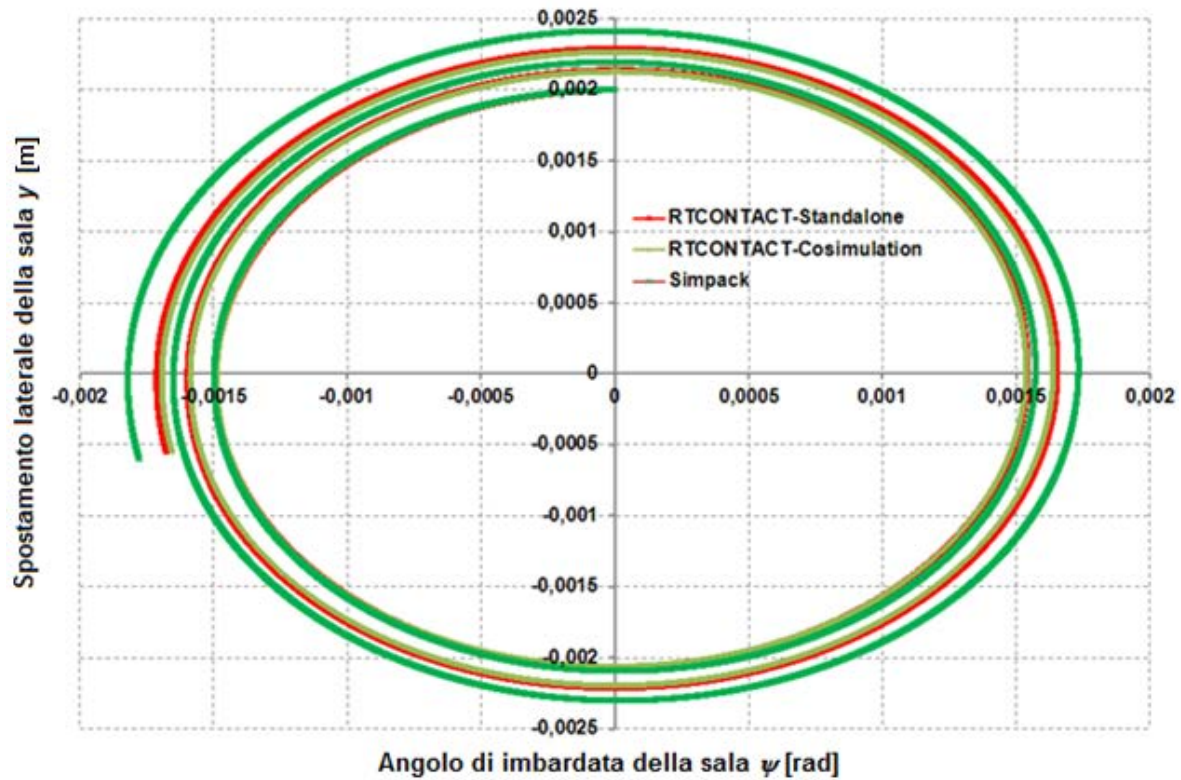


Fig. 35: Diagramma di stabilità della sala secondo i tre modelli numerici.

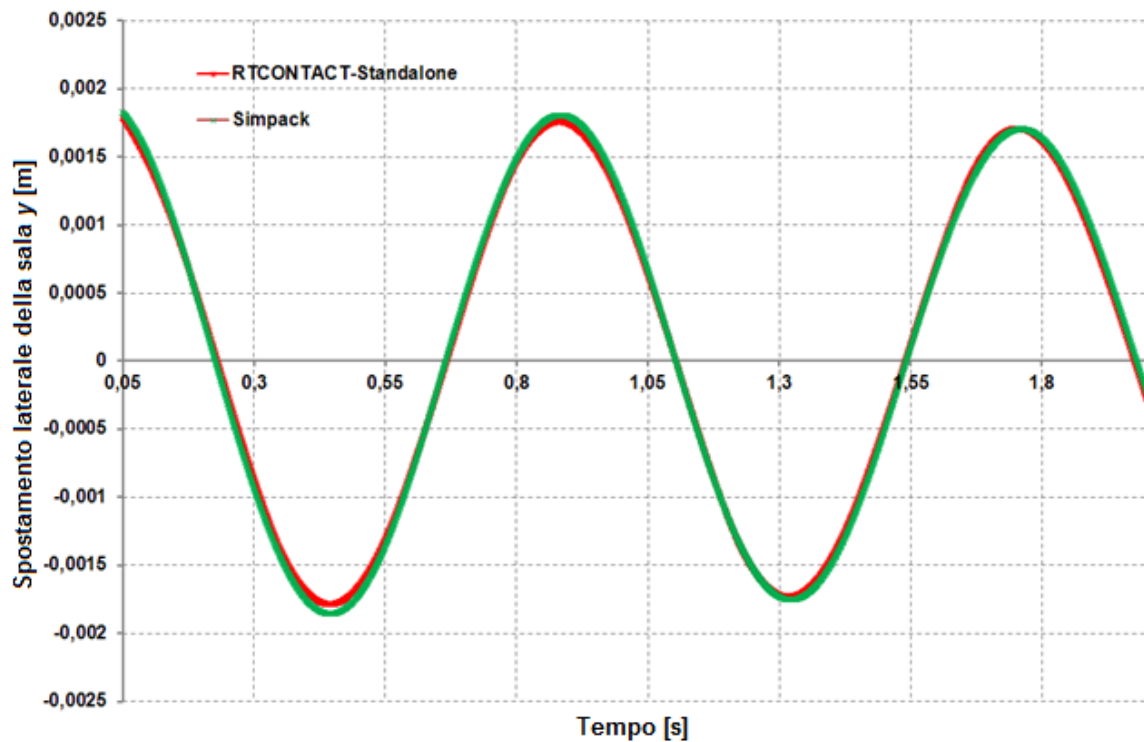


Fig. 36: Spostamento laterale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici nel caso di basso valore del coefficiente d'attrito ($\mu=0,02$).

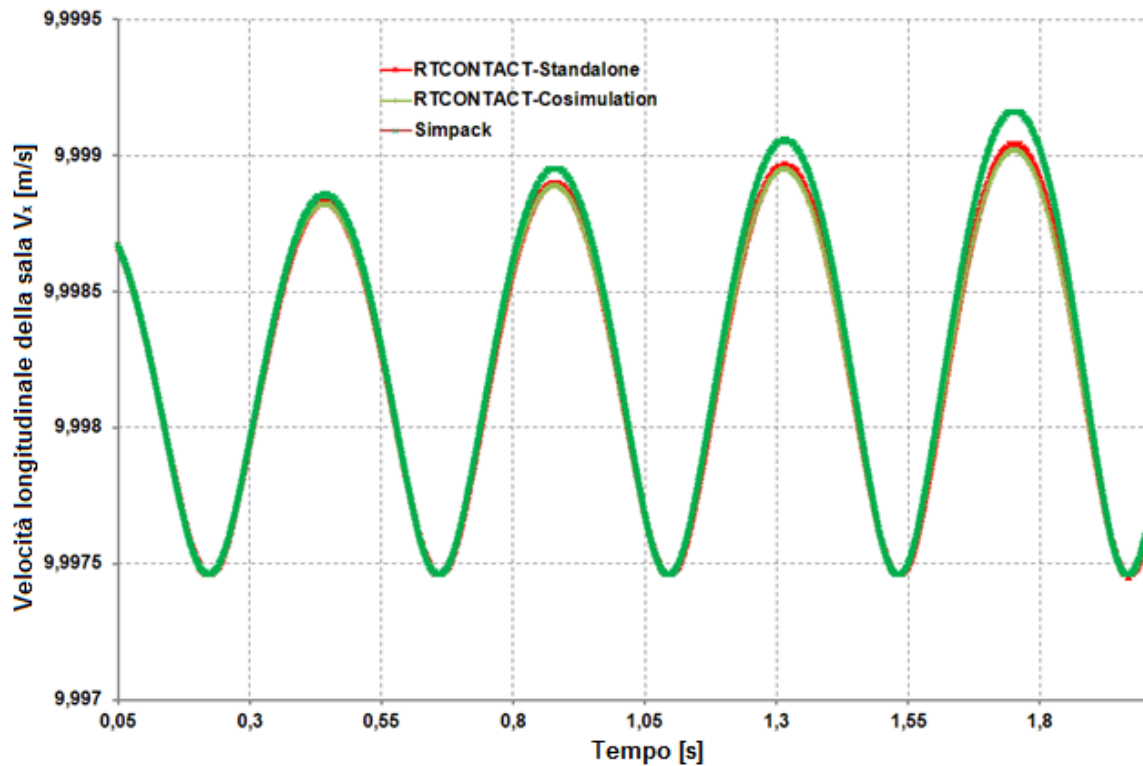


Fig. 37: Velocità longitudinale della sala nel tempo secondo i tre modelli numerici.

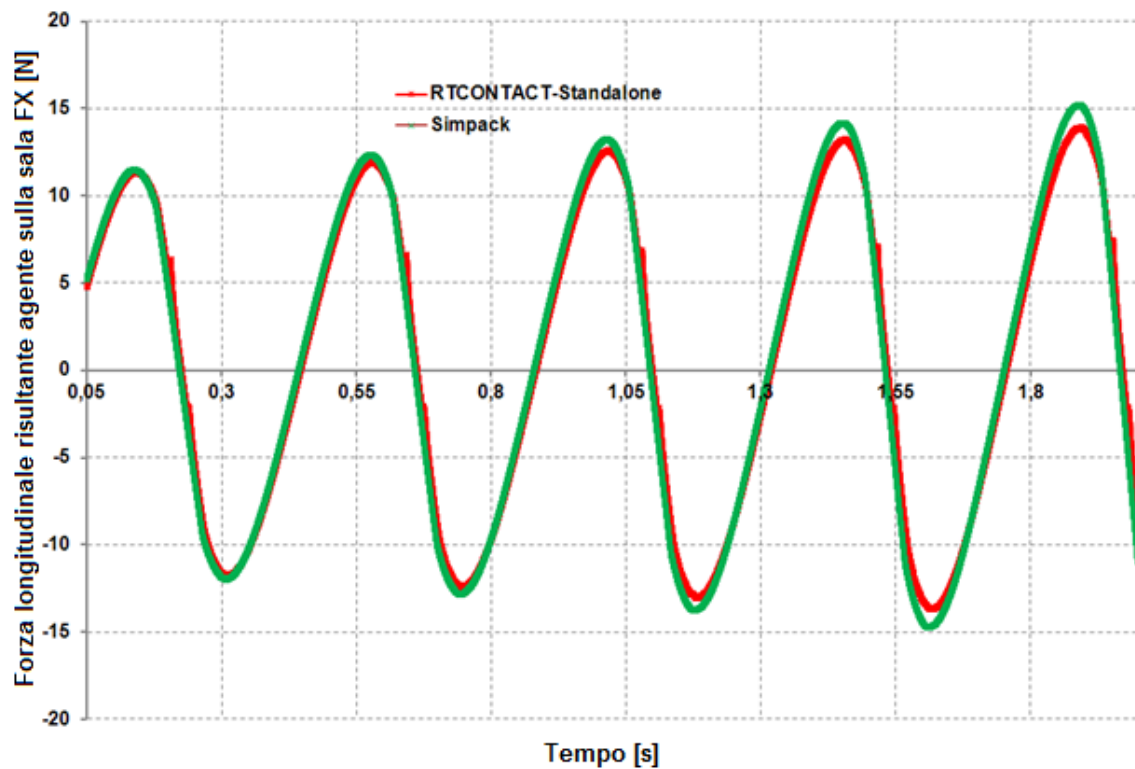


Fig. 38: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello *standalone*).

L'andamento della velocità longitudinale (Fig. 37) rispecchia perfettamente l'andamento della forza longitudinale risultante (Fig. 38) in quanto lungo l'asse di avanzamento del veicolo non agiscono forze vincolari, ma solamente la risultante delle forze di microscorrimento longitudinali delle due ruote. In Fig. 39 si riporta invece la stessa grandezza riportata in Fig. 38, ma ottenuta con il modello in cosimulazione. L'andamento molto irregolare è causato dall'interfaccia di cosimulazione che a causa della difficoltà dell'analisi presenta delle irregolarità generate dal processo numerico. Queste oscillazioni delle forze di microscorrimento sono le responsabili delle differenze tra il modello RTCONTACT in modalità *standalone* e lo stesso in modalità di cosimulazione. Sempre analizzando la Fig. 39 è possibile notare che le forze previste da Simpack sono più elevate rispetto a quelle previste da RTCONTACT e questo si rispecchia in Fig. 37 dove le oscillazioni di velocità sono più elevate per il modello in ambiente Simpack.

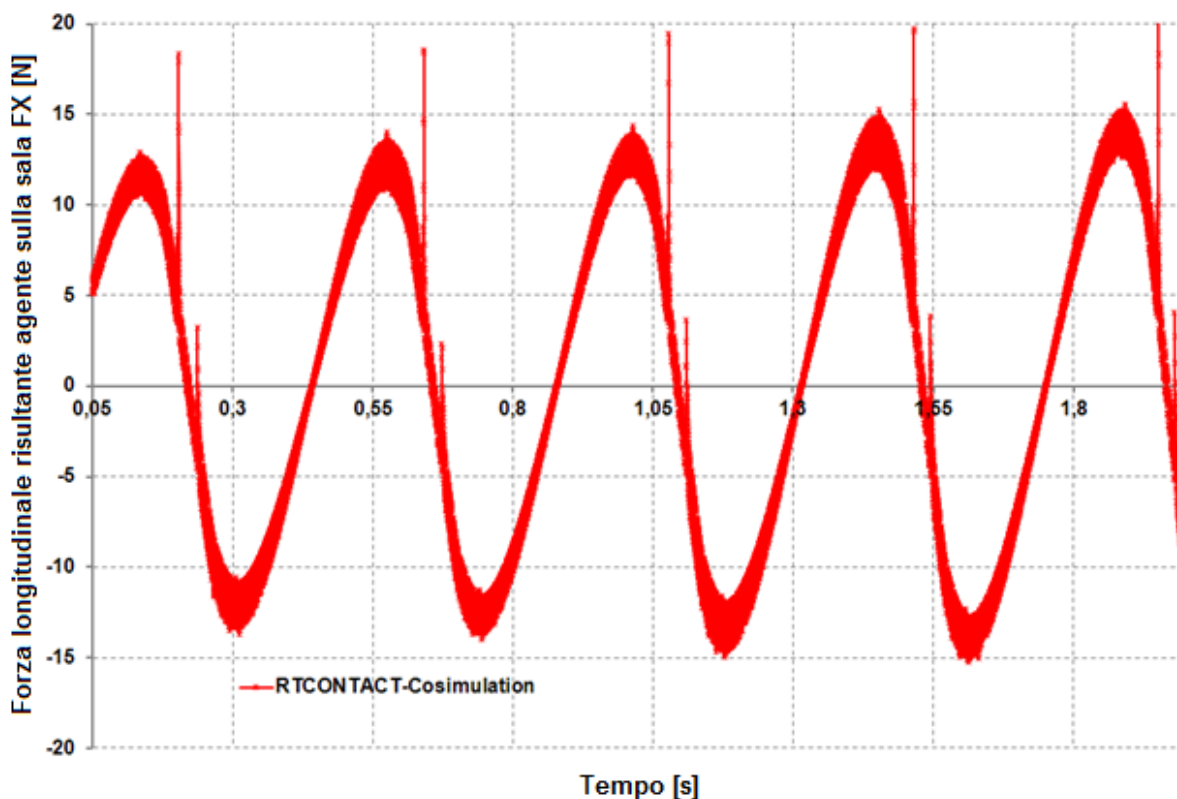


Fig. 39: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello in cosimulazione).

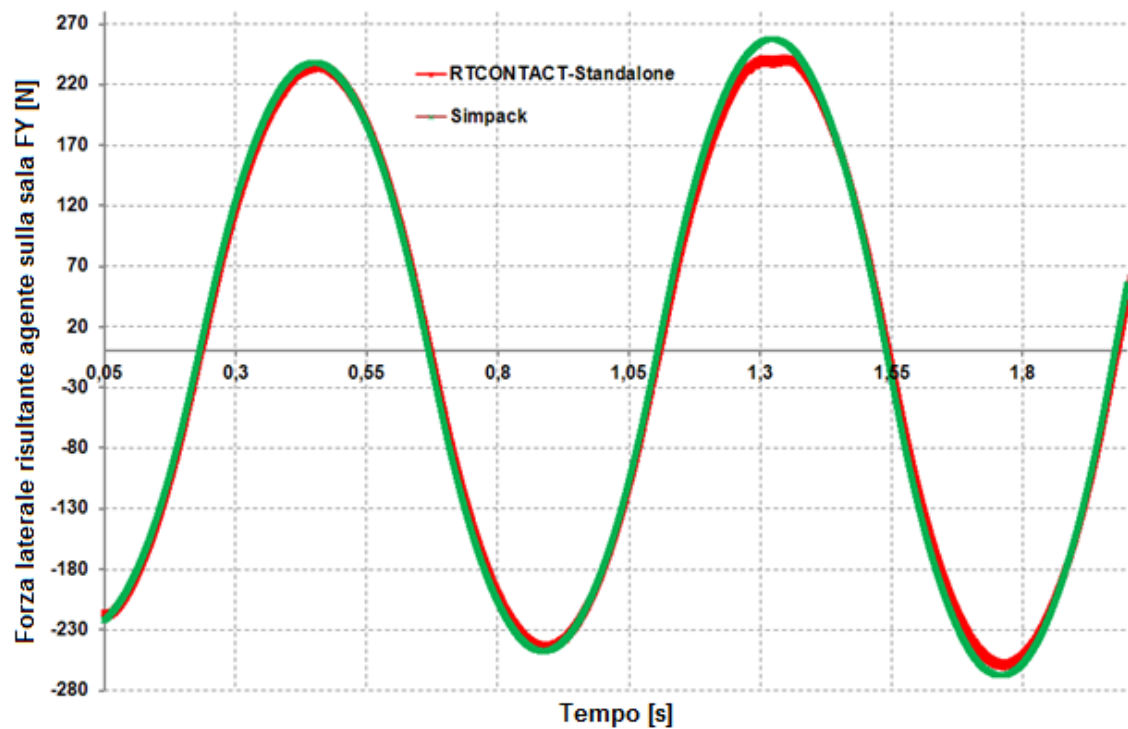


Fig. 40: Risultante della forza laterale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello *standalone*).

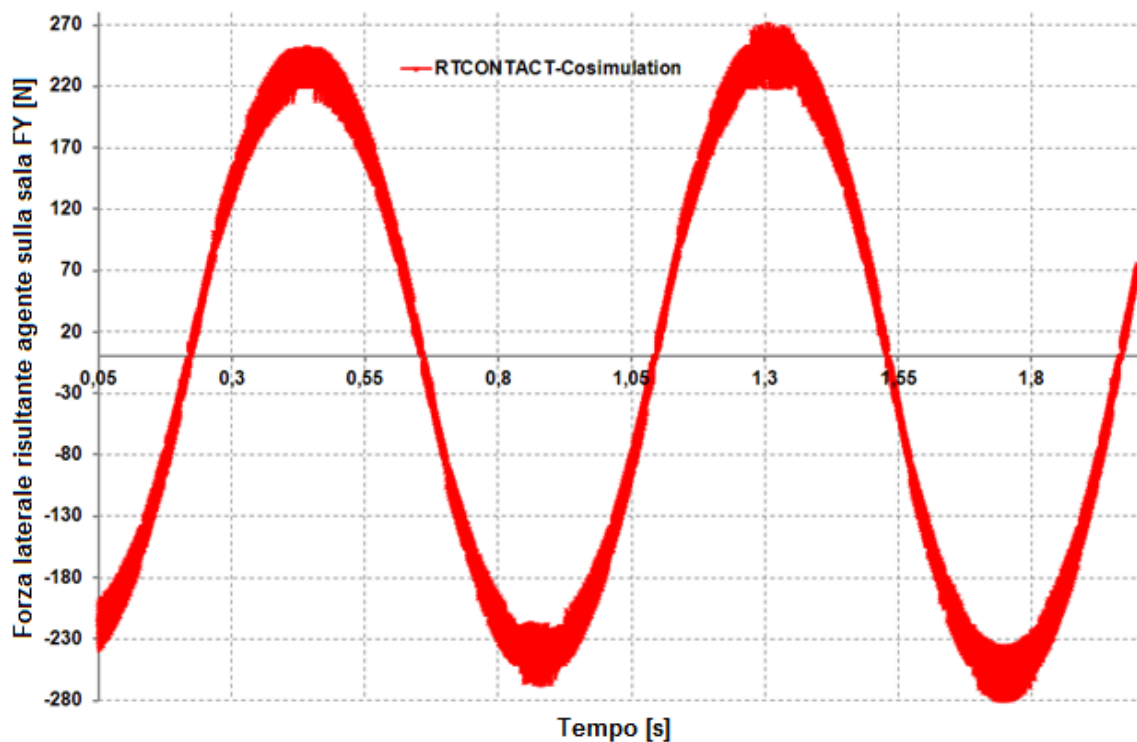


Fig. 41: Risultante della forza longitudinale di microscorrimento della sala nel tempo (confronto tra Simpack e il modello in cosimulazione).

Le forze longitudinali sono inoltre fondamentali per il calcolo del momento attorno all'asse verticale che è determinante per la dinamica d'imbardata della sala. In Fig. 40 si riporta la risultante delle forze tangenziali in direzione orizzontale che risultano essere le più importanti per la stabilità della sala. Confrontando i grafici di Fig. 32 e Fig. 40 è possibile osservare l'effetto delle forze d'attrito orizzontali sul comportamento della sala in direzione laterale y ; in realtà lungo questa direzione l'equilibrio del corpo non è dominato solamente dalle forze tangenziali, ma anche dalle forze vincolari, che per essere calcolate correttamente devono essere iterate all'interno del singolo passo di integrazione. In Fig. 41 si riporta sempre la forza laterale equivalente sul baricentro della sala, ma ottenuta con il modello in cosimulazione; anche in questo caso, come in Fig. 39, l'andamento è abbastanza irregolare ed è anche in questo caso dovuto al processo di cosimulazione.

I risultati riportati in questa sezione dimostrano che l'algoritmo RTCONTACT, nonostante impieghi un modulo geometrico bidimensionale per il calcolo delle caratteristiche geometriche e adotti la teoria di Hertz per la determinazione delle aree di contatto, permette di effettuare simulazioni dinamiche real-time, senza dover ricorrere a tabelle precompilate e ricalcolando le forze di contatto all'interno dell'iterazione dinamica. Il semplice modello di una sala singola consente da un lato di effettuare confronti con il codice Simpack e dall'altro di costruire un "macro-elemento" che si occupa di risolvere esclusivamente il problema del contatto ruota-rotaia (sala singola). L'impiego del "macro-elemento" sala è stato descritto in precedenza mediante gli schemi riportati nelle Fig. 22 e Fig. 23. Il disporre di un modello numerico di veicolo in grado di lavorare con tempistiche idonee per sistemi in tempo reale permette di sviluppare sistemi diagnostici montati a bordo veicolo, i quali devono necessariamente poter lavorare in modalità real-time, in modo da effettuare un confronto continuo tra le grandezze simulate e quelle reali. Il modello equivalente di sala libera su tracciato è stato implementato in ambiente Matlab/Simulink all'interno di una S-function, al cui interno è presente l'algoritmo di contatto scritto in linguaggio C. L'adozione di questo linguaggio è dettata dal fatto che il sistema real-time dSpace accetta solamente codice scritto in C per la compilazione in tempo reale. L'utilizzo di un'unica S-function consente di rendere il modello Simpack più semplice e rende la fase di compilazione completamente

automatica. Per la compilazione della S-function si utilizza il compilatore interno di Matlab LCC, mentre per la compilazione real-time si utilizza il *tool*/ Real-Time Workshop di Simulink. Il modello di sala singola permette, quindi, di testare l'algoritmo RTCONTACT in un sistema con una dinamica molto complessa, infatti, quest'ultima è un sistema instabile che richiede un notevole impegno dal punto di vista computazionale.

I numerosi confronti con il programma Simpack dimostrano che le semplificazioni introdotte nel codice di contatto non comportano grosse incertezze nel calcolo delle forze, ma consentono una compilazione real-time dell'intero codice, aprendo così la strada per lo sviluppo di nuovi sistemi di monitoraggio. Nei paragrafi precedenti sono stati riportati numerosi confronti tra l'algoritmo RTCONTACT, qui presentato, e altri codici commerciali ed universitari. Ulteriori confronti sono stati eseguiti con le normative UIC. Questi confronti si rendono necessari per dimostrare la validità del codice RTCONTACT, sottolineando che l'utilizzo di una geometria bidimensionale e l'ipotesi della teoria di Hertz introduce piccoli errori nel calcolo delle forze di contatto e in ogni caso minori dell'errore che si commette utilizzando un algoritmo per il calcolo delle forze di microscorrimento semplificato, come FASTSIM. In questo capitolo è stato dimostrato che in simulazioni dinamiche è inutile complicare eccessivamente il modulo geometrico e quello Hertziano in quanto con semplici modelli bidimensionali è possibile ottenere risultati in linea con quelli di codici più complessi senza generare grosse incertezze sul calcolo delle forze di contatto, ma aumentando in maniera radicale l'efficienza computazionale del codice.

3. Studio e sviluppo di banchi prova ferroviari

In questo capitolo vengono descritti i banchi prova ferroviari che sono stati impiegati durante l'attività di ricerca per la messa a punto dell'algoritmo di contatto e del sistema di monitoraggio. I banchi prova ferroviari sono, in generale, dispositivi impiegati per riprodurre in laboratorio le stesse condizioni a cui è soggetto un veicolo o un suo componente durante il servizio. L'attività di ricerca ha riguardato lo studio di tre differenti banchi prova:

- Banco prova Roller-Rig: banco prova per veicoli ferroviari, realizzato sostituendo le rotaie con dei rulli appositamente sagomati. Questi banchi prova sono impiegati per lo studio di diversi fenomeni che riguardano l'interazione veicolo tracciato come: valutazione della stabilità di marcia, studio dell'adesione e dell'usura di ruote e rotaie, studio della trazione e frenata, ecc.
- Banco prova boccole: questo banco prova è stato appositamente realizzato per testare e validare gli algoritmi sviluppati per il sistema diagnostico. Questo sistema permette, infatti, di simulare diverse tipologie di danneggiamento boccola e di verificare se il sistema diagnostico è in grado di rilevarle.
- Banco prova sedili: è un apposito dispositivo che permette di riprodurre in laboratorio le stesse accelerazioni che sono presenti sulla cassa del veicolo quando questo opera in servizio. Il banco permette di valutare l'impatto di differenti tipologie di sedili ferroviari sul comfort percepito dal passeggero.

Lo sviluppo del sistema di monitoraggio richiede l'impiego di tutti e tre i banchi prova in quanto necessita del banco prova Roller-Rig per la validazione dell'algoritmo di contatto e per lo studio della stabilità del veicolo, al fine di capire quali sono le grandezze da monitorare per diagnosticare preventivamente le condizioni di marcia pericolose, del banco prova boccole per testare gli algoritmi preventivi e del banco prova sedili per valutare l'effetto del sedile sul comfort percepito dal passeggero. Il sistema di monitoraggio prevede, infatti, un indice che valuta il comfort percepito dal passeggero e che necessita della funzione di trasferimento cassa-sedile per essere calcolato.

3.1. Il banco prova Roller-Rig in scala ridotta

L'utilizzo di un banco prova consente di condurre le prove con costi e tempi molto ridotti rispetto alle prove in linea, infatti, le prove possono essere pianificate in modo efficiente senza dover tener conto del transito di altri veicoli sulla linea, ed è possibile operare con il solo personale necessario a condurre le prove. Le prove possono essere agevolmente condotte in condizioni operative ed ambientali note, con grande vantaggio per la ripetibilità dei risultati. Questo consente di confrontare in modo molto

efficace le prestazioni di veicoli differenti (comfort, stabilità) poiché le condizioni di marcia e le irregolarità di tracciato possono essere facilmente ricreate in ciascuna prova. Inoltre su un banco prova è possibile disporre di tutti i sensori di misura necessari per valutare le grandezze di interesse in modo molto più efficace che in linea, con la possibilità di ottenere risultati più affidabili limitando entro limiti predefiniti il campo degli errori di misura. Operando su un banco prova è possibile, in tempi molto ridotti, condurre prove variando le caratteristiche del veicolo; infatti, eventuali modifiche sulle masse, sulle caratteristiche delle sospensioni e su qualunque organo sia oggetto delle prove, possono essere effettuate in loco senza dover riportare il veicolo in stabilimento come normalmente avviene nel caso di prove in linea. L'utilizzo di un banco prova permette inoltre di effettuare prove sperimentali in completa sicurezza rispetto a prove in linea.

Il Roller-Rig è un banco prova utilizzato per la sperimentazione di veicoli in movimento su rotaie [32], [33]. *Roller* è il termine inglese che sta per rulli mentre *Rig* significa attrezzatura o piattaforma, in sostanza il Roller-Rig è a tutti gli effetti un banco prova a rulli. Infatti, l'attrezzatura principale del banco è costituita dai rulli di trazione, i quali vengono movimentati in modo tale da simulare l'avanzamento del veicolo sulla rotaia. Nell'ambito dell'ingegneria ferroviaria si è sentita la necessità di condurre studi riguardanti la dinamica del veicolo, in modo più economico e, possibilmente, nel medesimo luogo di prova. In Fig. 42 è possibile vedere i rulli di trazione del banco prova Roller-Rig sviluppato presso il Politecnico di Torino [34], [35], [36]. Sui rulli è possibile installare un modello in scala ridotta di carrello ferroviario, vedi Fig. 43, le cui sale sono trascinate in rotazione dai rulli per attrito. Ovviamente il banco prova Roller-Rig dispone anche di un sistema di carico che permette di simulare il carico pagante che grava sul carrello e di una gabbia di protezione, vedi Fig. 44.

I rulli sono motorizzati mediante due motori sincroni a magneti permanenti trifase (*brushless*) controllati mediante inverter digitali che dispongono di un'unità programmabile. Tale unità permette di implementare controlli *ad hoc* al fine di simulare diverse condizioni di marcia del veicolo. Il banco è stato costruito con un approccio modulare che permette di installare diverse tipologie di carrelli, e con

differente scalatura, infatti, è possibile variare la distanza longitudinale e laterale tra i rulli. Questo permette di montare carrelli con differente passo e scartamento.

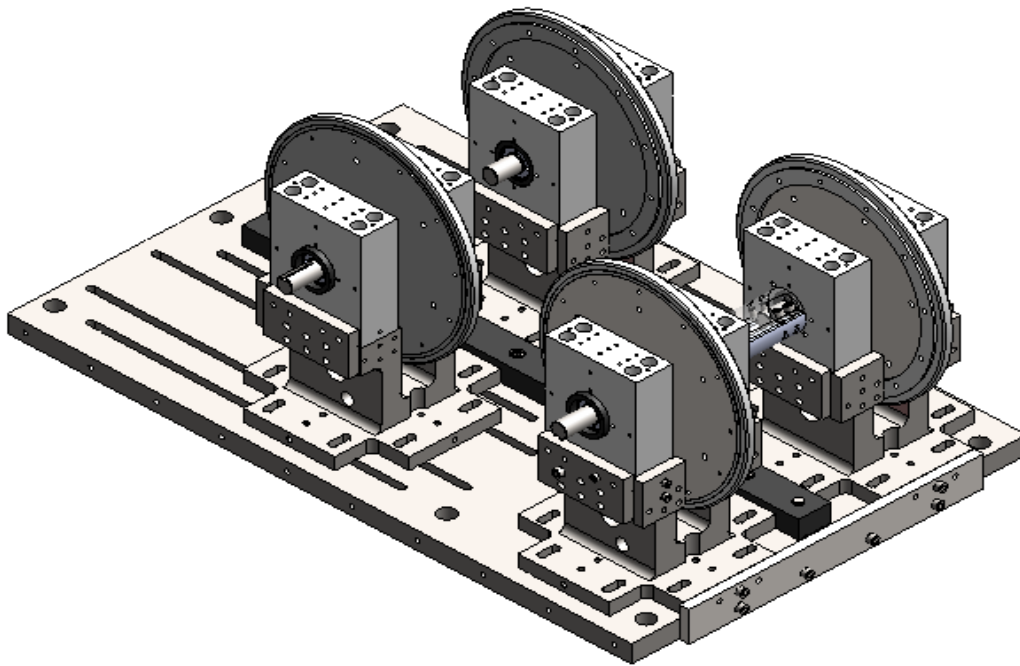


Fig. 42: I rulli di trazione del banco prova Roller-Rig.

Il banco prova dispone di diversi sensori per la misura delle grandezze di interesse:

- Accelerometri: montati su diversi punti del carrello per valutarne la dinamica e l'instabilità
- Torsiometri: utilizzati per misurare la coppia agente su ciascun asse.
- Encoder: montati sul centro sala per misurarne la velocità angolare. La velocità dei rulli viene misurata direttamente dagli azionamenti.
- Sensori Laser: permettono di misurare gli spostamenti laterali e longitudinali del carrello con una risoluzione di $0,1 \mu\text{m}$.
- Celle di carico: permettono di misurare il carico agente su ciascuna boccola lungo le tre direzioni.
- Estensimetri: per la misura della deformazione di diversi componenti del carrello.

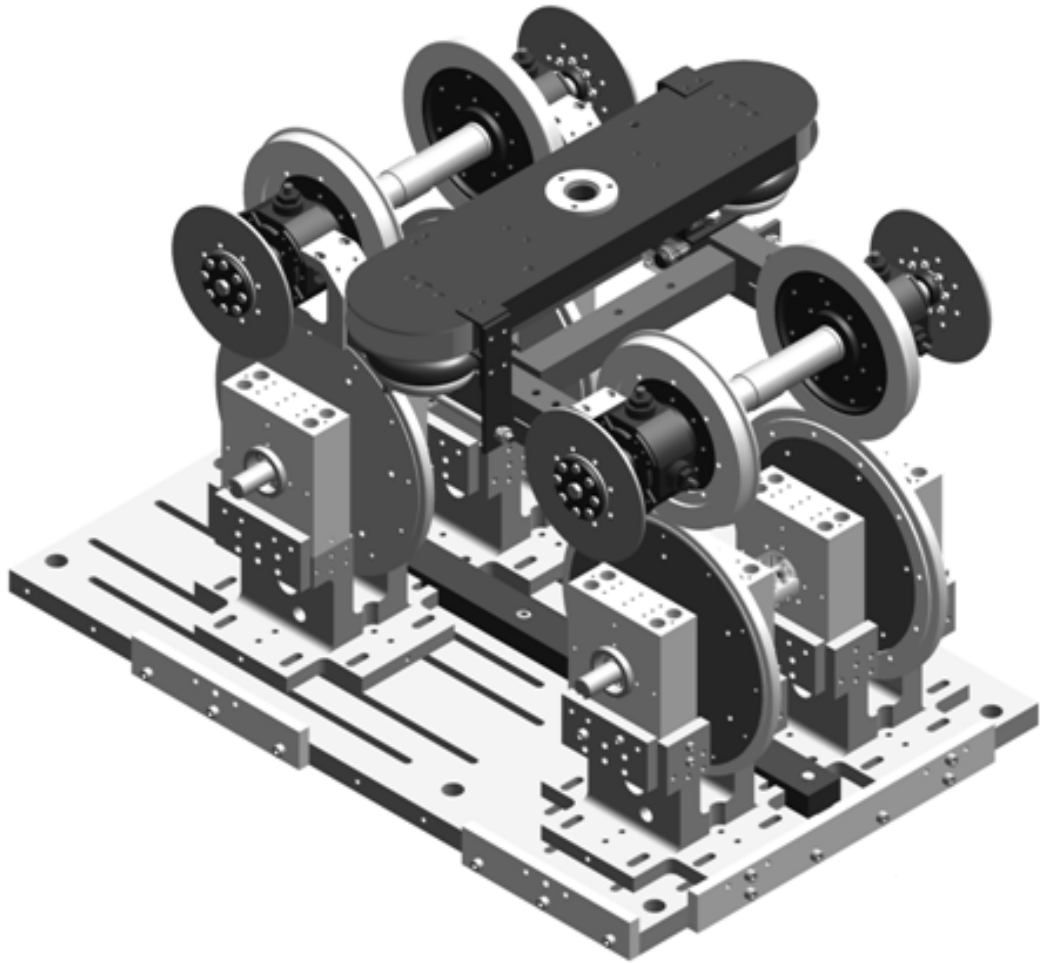


Fig. 43: Modello in scala 1:4 di carrello ferroviario installato su banco prova Roller-Rig.

Il banco prova può operare anche in modalità di sala singola e in questo caso viene utilizzata solamente una coppia di rulli. Questa configurazione del banco è utilizzata sia per effettuare studi dinamici su sala singola, che sono solitamente utili per la validazione di codici numerici, sia studi di adesione e usura tra ruota e rullo. Nel caso di configurazione in sala singola il giunto centrale che vincola i due rulli a ruotare insieme viene rimosso, infatti, in questa configurazione i rulli appartenenti allo stesso asse sono indipendentemente motorizzati, vedi Fig. 45. In questo modo è possibile simulare diverse condizioni di funzionamento della sala. Le prove sperimentali condotte per testare nuovi algoritmi per il possibile impiego all'interno del sistema diagnostico hanno riguardato il banco prova Roller-Rig in configurazione di sala singola. I fenomeni analizzati riguardano prevalentemente lo studio del fenomeno dell'adesione e del danneggiamento ruota/rullo. Prove sul Roller-Rig sono state

anche eseguite al fine di validare l'algoritmo di contatto RTCONTACT e lo sviluppo di un metodo euristico per il calcolo delle forze di adesione.

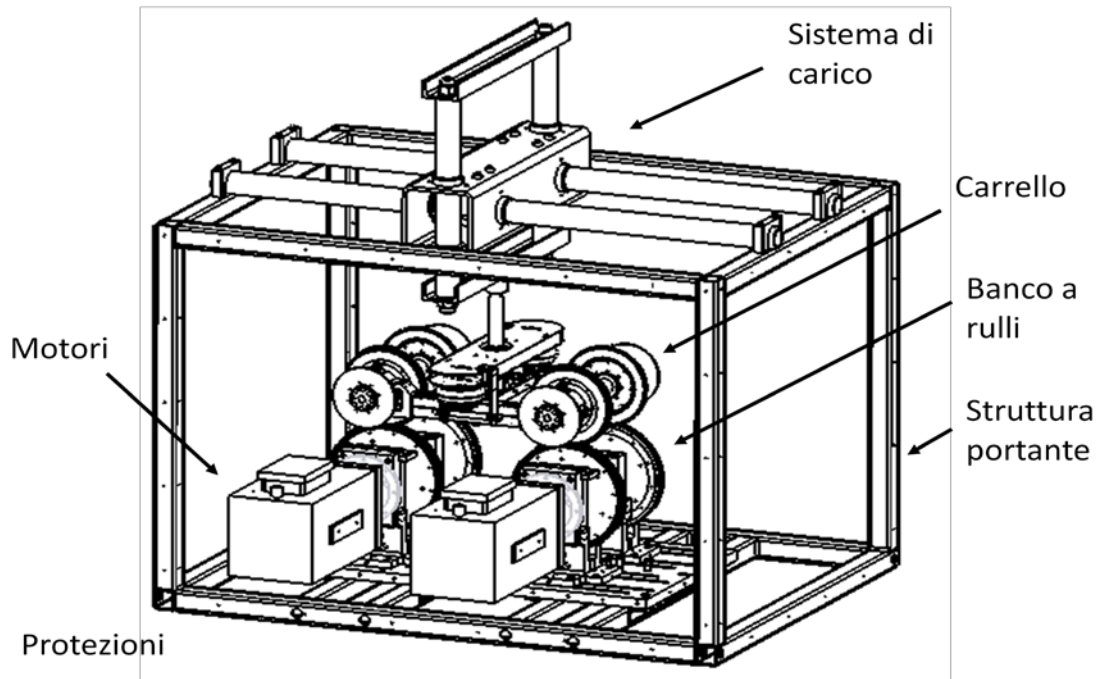


Fig. 44: Assieme del banco prova Roller-Rig.

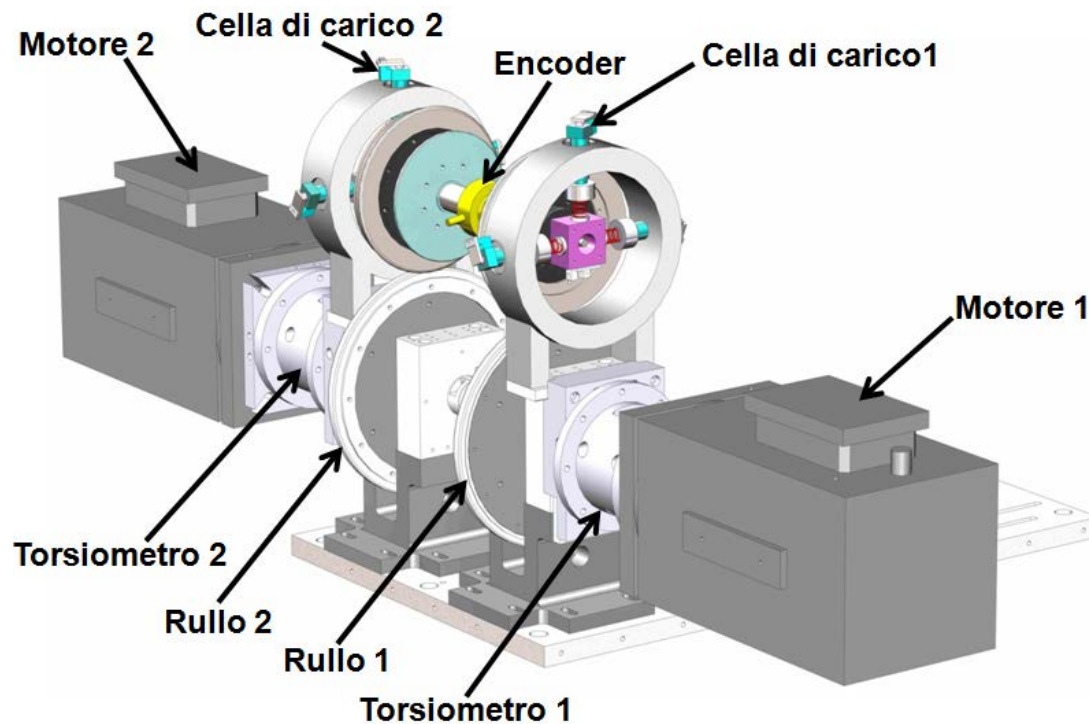


Fig. 45: Banco prova Roller-Rig in modalità sala singola.

3.1.1. Validazione sperimentale dell'algoritmo RTCONTACT

Il banco prova Roller-Rig è stato utilizzato per validare sperimentalmente l'algoritmo RTCONTACT [19]. Dato che la misura sperimentale delle forze di contatto è un'operazione molto complessa si è scelta una condizione di funzionamento *ad hoc* in cui si ha la presenza del solo microscorrimento longitudinale, che è il più semplice da misurare. In questo caso il contributo della forza di attrito in direzione laterale è trascurabile. Per riprodurre tale condizione sul banco prova Roller-Rig è stato attrezzato il banco prova in configurazione di sala singola e la velocità dei due rulli è controllata in maniera tale da imporre un determinato valore di microscorrimento tra ruota e rullo. In questo modo è possibile controllare la cinematica della sala e imporre il valore di microscorrimento voluto. Il banco prova, grazie alle unità programmabili integrate negli inverter dei motori, permette di passare da una condizione di puro rotolamento, in cui le velocità del rullo destro e sinistro sono identiche, ad una condizione di graduale scorrimento, in cui le velocità dei rulli sono diverse.

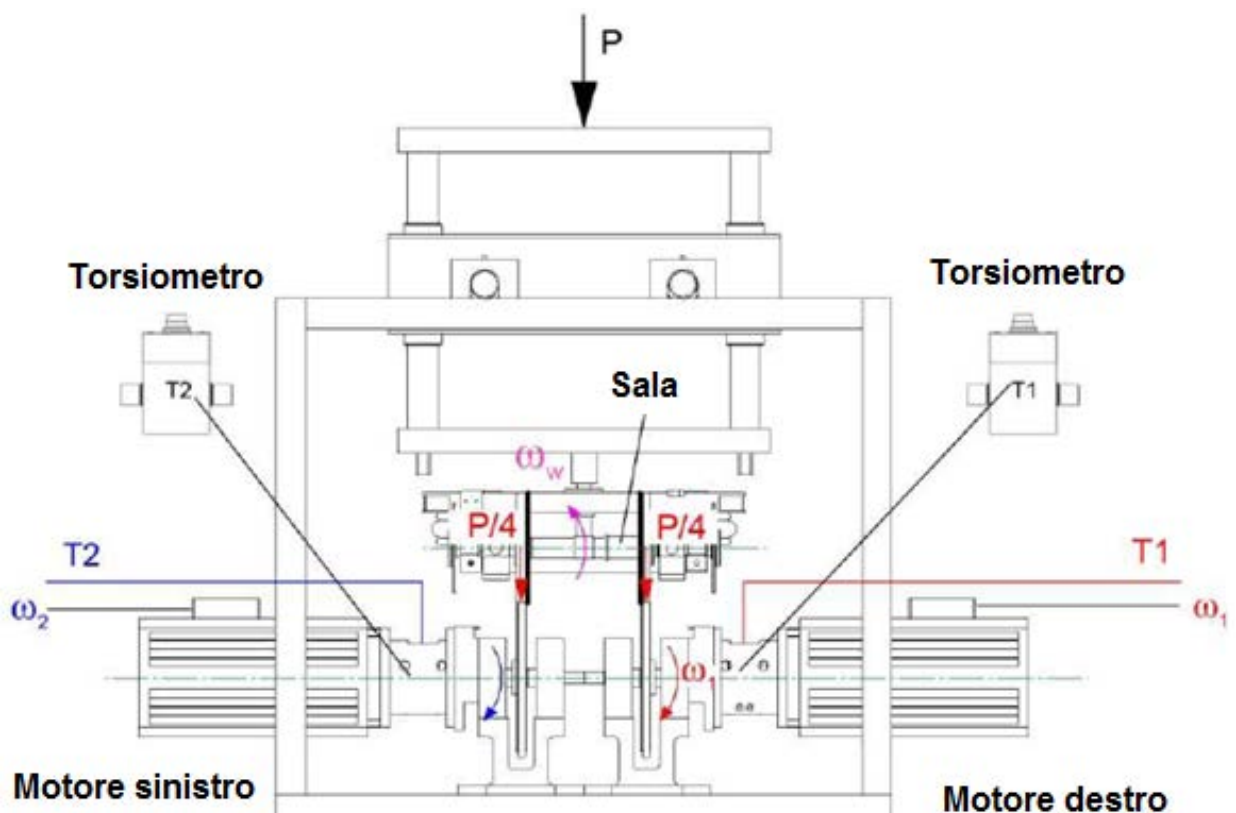


Fig. 46: Banco prova Roller-Rig in modalità sala singola.

Quest'ultima condizione è ottenuta mantenendo costante la velocità angolare di uno dei due motori, e diminuendo, con una certa legge, la velocità dell'altro fino a raggiungere il valore di microscorrimento longitudinale desiderato. In questo modo il microscorrimento è controllato ed è possibile misurare la forza longitudinale in funzione del microscorrimento stesso. Trascurando l'effetto del microscorrimento laterale e di spin il microscorrimento longitudinale può essere calcolato secondo le Eq. 100.

$$\begin{aligned}\xi_R &= \frac{\omega_{Rr}R_{Rr} - \omega_w R_{Rw}}{\omega_{Rr}R_{Rr}} \\ \xi_L &= \frac{\omega_{Lr}R_{Lr} - \omega_w R_{Lw}}{\omega_{Lr}R_{Lr}}\end{aligned}\tag{100}$$

Nelle Eq. 100 i termini ω_{Rr} e ω_{Lr} rappresentano le velocità angolari rispettivamente del rullo destro e sinistro, mentre ω_w è la velocità angolare della sala. R_{Rr} e R_{Lr} sono rispettivamente i raggi di rotolamento del rullo destro e sinistro, mentre R_{Rw} e R_{Lw} si riferiscono alla ruota destra e sinistra della sala. Durante le prove sperimentali la sala ha la possibilità di spostarsi lateralmente e di conseguenza i raggi di ruota e rotaia non sono costanti. La posizione della sala viene misurata mediante sensori laser in modo tale che l'algoritmo di contatto sia in grado di stimare correttamente la posizione del punto di contatto e, quindi, le forze di attrito scambiate tra i due corpi a contatto. I profili ruota della sala sono i profili S1002 in scala 1:4, ma il profilo è stato corretto in accordo con [36] in maniera tale da correggere l'effetto della curvatura introdotto dai rulli. I profili del rullo sono invece i profili UIC60 in scala 1:4 che includono già l'angolo di posa. Il cerchione esterno del rullo può essere sostituito al fine di poter considerare diverse tipologie di profilo rotaia. Il rullo è, infatti, costituito da un disco interno e dal cerchione esterno, il quale viene montato sul disco interno ed è profilato secondo il profilo della rotaia, vedi Fig. 47.

Le prove sperimentali sono state condotte considerando un carico di 70 kg su ciascuna ruota che corrisponde ad un carico di circa 10 ton/asse in scala reale. Come accennato in precedenza, al fine di imporre un determinato valore di scorrimento tra ruota e rullo, un rullo viene mantenuto a velocità costante mentre la velocità dell'altro rullo viene diminuita con una legge lineare rispetto al tempo.

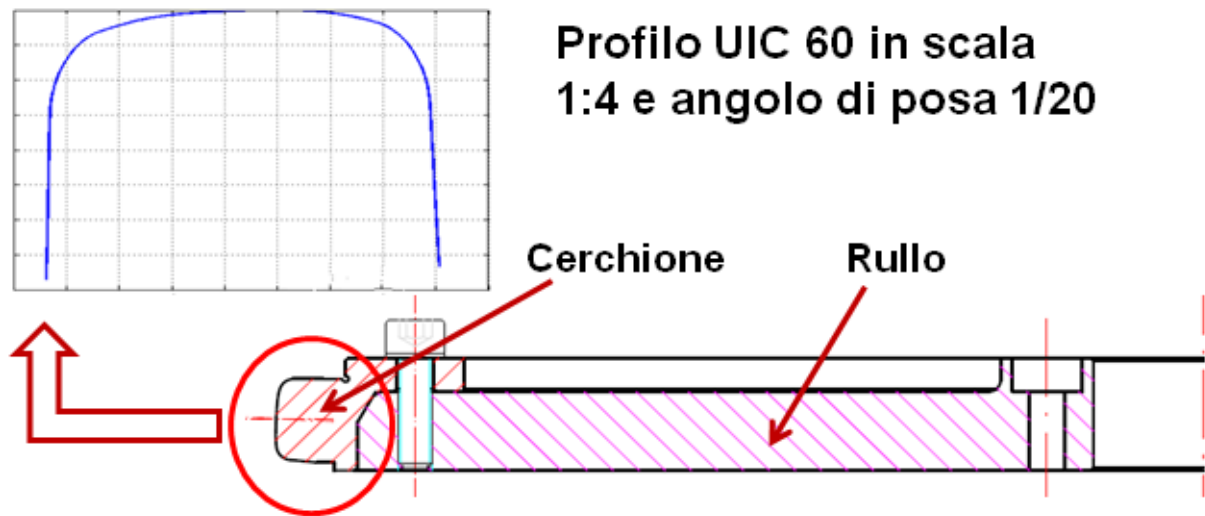


Fig. 47: Accoppiamento tra il rullo e il cerchione.

La velocità di riferimento per le prove condotte per la validazione dell'algoritmo RTCONTACT è pari a 358 rpm. In Fig. 48 si riporta un confronto tra la forza longitudinale stimata dagli algoritmi Fastsim, Polach e RTCONTACT e la forza misurata durante la prova sperimentale. Ciascun punto della curva sperimentale è stato ottenuto misurando durante la prova il valore della forza longitudinale e il corrispondente valore di microscorrimento. Le curve analitiche, inerenti ai tre diversi modelli numerici, sono state tracciate utilizzando come dati di *input* i valori che sono stati misurati durante la prova sperimentale.

Il confronto in Fig. 48 dimostra che l'algoritmo RTCONTACT si avvicina più ai valori sperimentali rispetto a Fastsim e all'algoritmo di Polach. Questi due, infatti, saturano il valore della forza tangenziale per un valore di microscorrimento minore rispetto al caso reale, e questo è dovuto al fatto che questi algoritmi considerano il coefficiente di attrito costante. L'algoritmo RTCONTACT, invece, integra una *routine* che permette di considerare il coefficiente di attrito variabile in funzione del microscorrimento e di conseguenza stima meglio il tratto di curva prossimo alla zona di saturazione della forza tangenziale. La curva relativa all'algoritmo RTCONTACT è stata ottenuta utilizzando come algoritmo per il calcolo delle forze tangenziali un metodo euristico sviluppato sulla base di dati sperimentali.

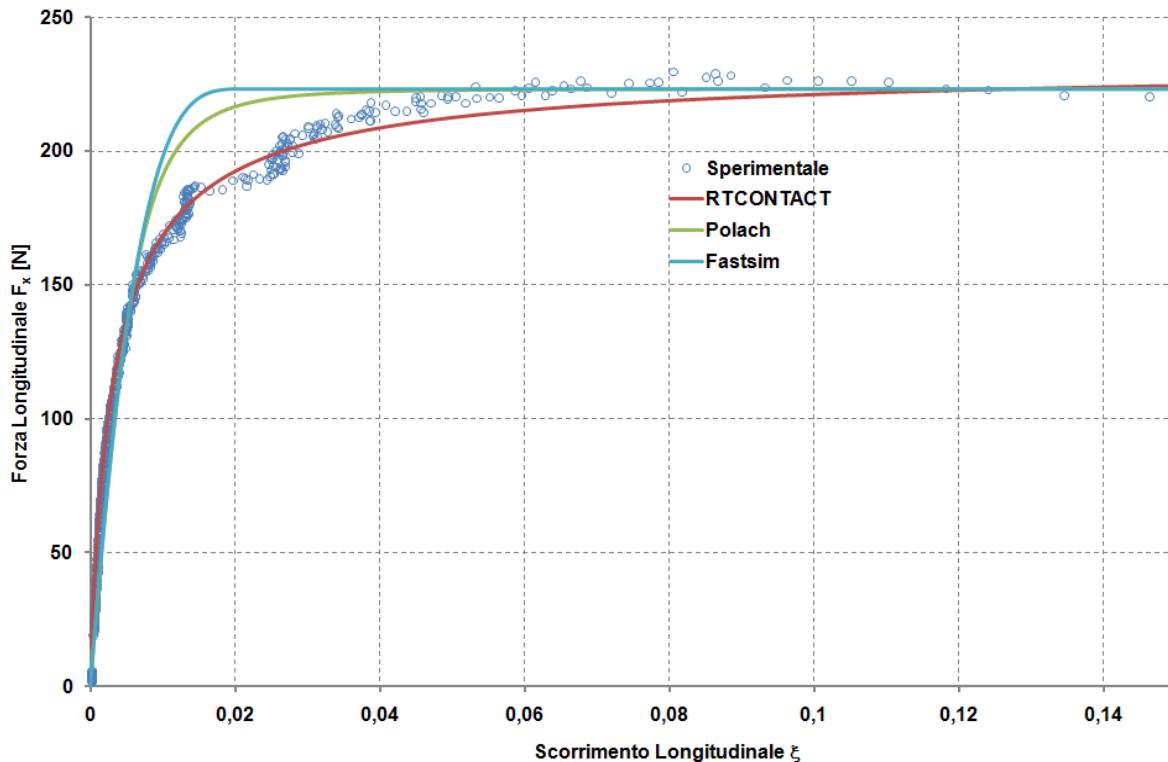


Fig. 48: Confronto sperimentale - numerico della forza di scorrimento longitudinale agente tra la ruota e il rullo.

In letteratura esistono molti modelli numerici che permettono di stimare le forze di attrito che vengono scambiate tra ruota e rotaia. Gli algoritmi sicuramente più noti sono l'algoritmo CONTACT e Fastsim, sviluppati da Kalker, e l'algoritmo di Polach. Fatta eccezione per quest'ultimo, che però spesso non garantisce una sufficiente precisione per il calcolo delle forze di contatto, gli altri due algoritmi sono basati su complessi processi iterativi che richiedono notevoli tempi di calcolo; perciò questi algoritmi non sono del tutto idonei per simulazioni dinamiche, specialmente se è richiesta l'esecuzione in tempo reale; per questa ragione nell'ultimo decennio sono stati sviluppati metodi euristici basati o sull'interpolazione dei risultati dell'algoritmo CONTACT o basati sull'interpolazione di risultati sperimentali.

Il codice RTCONTACT, utilizzato per effettuare questo confronto, è, quindi, identico a come presentato nel capitolo 2, con la sola differenza che il blocchetto "Modulo Forze Tangenziali" (vedi Fig. 9) è basato non sull'algoritmo Fastsim, ma su un algoritmo euristico [37] che permette di ottenere le forze di attrito secondo le Eq. 101.

$$\begin{aligned}
 F_{xL,R} &= \frac{-f_{11}\xi_{L,R}}{\sqrt[n]{A + \left| \frac{f_{11}\xi_{L,R}}{\mu N} + \frac{f_{22}\eta_{L,R} + f_{23}\phi_{L,R}}{\mu N} \right|^n}} \\
 F_{yL,R} &= \frac{-f_{22}\eta_{L,R} - f_{23}\phi_{L,R}}{\sqrt[n]{A + \left| \frac{f_{11}\xi_{L,R}}{\mu N} + \frac{f_{22}\eta_{L,R} + f_{23}\phi_{L,R}}{\mu N} \right|^n}}
 \end{aligned} \tag{101}$$

Nelle Eq. 101 i coefficienti f_{ij} possono essere calcolati in funzione della dimensione dell'area di contatto secondo le Eq. 102.

$$\begin{aligned}
 f_{11} &= G(ab)C_{11} \\
 f_{22} &= G(ab)C_{22} \\
 f_{23} &= G(ab)^{\frac{3}{2}}C_{23}
 \end{aligned} \tag{102}$$

Nelle Eq. 102 a e b sono i semiassi dell'ellisse di contatto mentre i termini C_{ij} sono i coefficienti di Kalker, che dipendono dal rapporto a/b e dal modulo di Poisson dei materiali a contatto. Tutti gli altri parametri, come il carico normale N , il coefficiente di adesione μ , il microscorrimento longitudinale ξ , laterale η e di spin ϕ possono essere calcolati sulla base dei dati misurati sul banco Roller-Rig durante la prova. Il coefficiente A e l'esponente n sono invece utilizzati per calibrare la curva in modo tale da fittare correttamente i dati sperimentali. In base al tipo di materiale dei corpi a contatto e alla presenza o meno di un terzo elemento nella zona di contatto (acqua, sabbia, foglie, ecc.) è possibile calcolare i valori di A ed n in modo tale da adattare le Eq. 102 alle diverse condizioni di contatto.

Durante la prova grazie agli accelerometri è possibile misurare le accelerazioni della sala nelle tre direzioni e integrando tali valori è possibile calcolare le velocità della sala, che sono necessarie per il calcolo dei microscorrimenti. Infatti, durante la prova, nonostante lo spostamento laterale e l'angolo di imbardata della sala siano limitati dalla rigidità della sospensione primaria, il microscorrimento laterale e di spin non sono nulli e hanno una certa influenza sulla forza longitudinale. L'effetto di questi microscorrimenti è stato considerato nel calcolo degli andamenti della forza longitudinale riportati in Fig. 48.

3.1.2. Studio dell'adesione e algoritmo per il controllo trazione

L'adesione è uno degli aspetti più critici per quanto riguarda le prestazioni di un veicolo ferroviario, in quanto coinvolge diversi aspetti della dinamica del veicolo. Inoltre l'adesione è soggetta ad una grande variabilità. L'adesione è fondamentale per studiare e predire le prestazioni di un veicolo ferroviario durante le operazioni di trazione e frenatura, ma ha pure grande influenza su altri aspetti, che sono influenzati dalle forze tangenziali, come la stabilità e il deragliament. Il comprendere in dettaglio il fenomeno dell'adesione consente di migliorare le prestazioni del veicolo, per esempio facendo lavorare il veicolo vicino al limite di adesione durante le fasi di accelerazione e decelerazione. Infatti, al fine di consentire un efficiente e rapida variazione di velocità del veicolo, è necessario che lo sforzo di trazione sia il più alto possibile. Sfortunatamente, la forza tangenziale deve essere limitata al valore limite di adesione che dipende dal carico normale e dal valore attuale del coefficiente d'adesione. Nel caso in cui il coefficiente d'attrito sia superato si manifesta un moto relativo tra le superfici a contatto che ne provoca un'usura accelerata causata dall'elevato tasso di usura. Durante la fase di frenatura, dato che la ruota tende a fermarsi, l'usura si localizza in una ben determinata posizione angolare della ruota, causando il fenomeno dello spiattellamento, che degrada notevolmente il comportamento dinamico del veicolo. Perciò al fine di ridurre l'usura delle ruote, garantendo un'efficiente accelerazione/decelerazione, è necessario che sui veicoli sia installato un controllo di trazione/frenata che consenta di applicare uno sforzo di trazione prossimo al limite di adesione, ma senza mai superarlo.

Un controllo di trazione o di frenata deve operare in maniera simile. In realtà esiste una notevole differenza sulle modalità con cui trazione e frenata vengono applicati. Nel caso della trazione il sistema di controllo deve operare sul sistema di trazione della locomotiva, infatti, esso agisce sulla potenza dei motori attraverso gli azionamenti. Nel caso della frenata, invece, il sistema di controllo deve agire sui veicoli rimorchiati, agendo direttamente sul sistema pneumatico del freno.

Per queste ragioni una parte dell'attività di ricerca ha riguardato lo studio del fenomeno dell'adesione che ha portato alla definizione e allo sviluppo di un algoritmo di controllo per la trazione di motrici ferroviarie. L'interesse nello sviluppare innovativi

sistemi di controllo trazione è dimostrata dalle numerose pubblicazioni scientifiche proposte in letteratura [38], [39], [40], [41]. Lo sviluppo di questi sistemi è molto complesso perché richiede il calcolo delle forze di contatto, che sono soggette alla variabilità del coefficiente d'attrito lungo il tracciato. Inoltre, la maggior parte delle grandezze necessarie per il funzionamento del sistema di controllo possono essere misurate sul veicolo solamente con un ampio margine di errore. Per questa ragione al fine di sviluppare e calibrare un sistema di controllo trazione è necessario disporre di banchi prova Roller-Rig che permettono di testare il sistema in ben note condizioni di funzionamento e ambientali. Tale operazione può essere eseguita, sia su banchi prova in scala reale [42], [43] sia su banchi prova in scala ridotta [44], [45]. L'utilizzo di banchi prova in scala reale permette di effettuare prove dirette senza utilizzare alcuna legge di scalatura, ma richiede un ingente investimento economico e lo sviluppo di sistemi di trazione in scala reale, che soprattutto nella fase iniziale di progettazione, sono molto costosi. Sistemi di controllo basati su nuove idee e nuova tecnologia possono essere più facilmente testati su banchi prova in scala ridotta, dove gli investimenti e i problemi legati alla sicurezza sono inferiori. Lo svantaggio dei banchi prova in scala ridotta è che richiedono un metodo di scalatura per poter confrontare e riportare i valori misurati con quelli equivalenti del veicolo reale. La similitudine è basata su un modello lineare, che dipende dal metodo di scalatura adottato, e può portare a delle differenze tra i valori misurati sul veicolo reale e quelli stimati utilizzando un banco prova in scala ridotta, soprattutto quando il fenomeno in esame è governato da leggi non lineari [vedi [46]]. Inoltre, dato che i banchi prova sono solitamente banchi a rulli in cui i rulli sostituiscono le rotaie, al fine di limitare l'ambito della prova ad uno spazio limitato (laboratorio), e un prototipo semplificato è utilizzato per il veicolo è inevitabile che si generino errori intrinseci a causa della differenza tra forze scambiate sui binari rispetto ai rulli [35], e altri errori dovuti alle differenze tra il prototipo e il veicolo reale.

Ciò significa che le misure effettuate su un banco a rulli in scala non sono rappresentative per tutti gli aspetti dinamici dell'esatto comportamento del veicolo su tracciato. Tuttavia, se il metodo di similitudine e il prototipo sono correttamente progettati per l'indagine da eseguire, si comportano in modo "simile". In altre parole, possiamo affermare che una variazione dello stesso parametro produce effetti

analoghi sul modello in scala e sul veicolo reale. Ad esempio, se gli assi del veicolo in scala e di quello reale, in condizioni di trazione, sono soggetti allo stesso microscorrimento, diminuendo la coppia di trazione della stessa percentuale su entrambi i sistemi, si osserverà la stessa riduzione del microscorrimento. Questa è la condizione necessaria per poter utilizzare il banco prova come strumento di sviluppo per un algoritmo di trazione. Le prove di usura sono state eseguite sul Roller Rig in configurazione sala singola e in scala 1:5, esercitando una coppia di trazione controllata mediante un algoritmo di trazione. Il prototipo è stato progettato in scala ridotta secondo la legge di scalatura proposta da Jaschinski [46]. L'algoritmo di controllo si basa sull'algoritmo di contatto real-time RTCONTACT per la stima delle forze di contatto ed è stato interamente sviluppato in ambiente LabVIEW-RT che consente di includere il sistema di misura/acquisizione e il modello di controllo nello stesso ambiente.

3.1.2.1. Apparato sperimentale per i test di adesione

Le prove di adesione e la messa a punto del sistema di controllo sono state eseguite sul banco prova Roller-Rig attrezzato per il caso di sala singola, vedi Fig. 49. Il banco è sostanzialmente composto da una sala singola, supportata da due rulli motorizzati indipendentemente, e collegata alla struttura del banco prova mediante un singolo stadio di sospensione. Questo è composto da due molle elicoidali che agiscono in direzione verticale e da quattro molle longitudinali che agiscono in direzione longitudinale. La rigidità laterale del sistema è garantita dalla sola rigidità a taglio delle molle, mentre la rigidità verticale/longitudinale equivalente è data dalla combinazione della rigidità a taglio e assiale delle molle, vedi Eq. 103, che sono valide per una singola boccola.

$$\begin{aligned} F_X &= (K_{L,a} + K_{V,sh})x \\ F_Y &= (2K_{L,sh} + K_{V,sh})y \\ F_Z &= (2K_{L,a} + K_{V,a})z \end{aligned} \tag{103}$$

Nelle Eq. 103 i pedici L e V sono rispettivamente relativi a sospensione longitudinale e verticale, mentre i pedici a e sh sono utilizzati per distinguere tra rigidità assiale e trasversale.



Fig. 49: Banco prova Roller-Rig in configurazione di sala singola per le prove di adesione.

Le molle della sospensione primaria possono essere precaricate mediante un sistema a vite che include una cella di carico per la misura della forza assiale esplicata dalla molla, vedi Fig. 50. Il sistema di precarico è fondamentale per fornire il corretto carico sulla ruota, in modo tale da generare una pressione di contatto che sia equivalente a quella agente tra la ruota del veicolo reale e la rotaia. Il sistema di carico permette di fornire un carico assiale massimo in direzione verticale pari a 1765 N (corrispondente a 22,5 tonnellate in scala reale). La sala e i rulli sono equipaggiati con profili intercambiabili e le prove di adesione sono state effettuate considerando per i profili ruota profili equivalenti agli S1002 e per i rulli profili equivalenti agli UIC 60 posati con un angolo di 1/20. La sala ha un raggio di rotolamento e una massa che corrispondono rispettivamente a 0,46 m e a 1600 kg in scala reale.

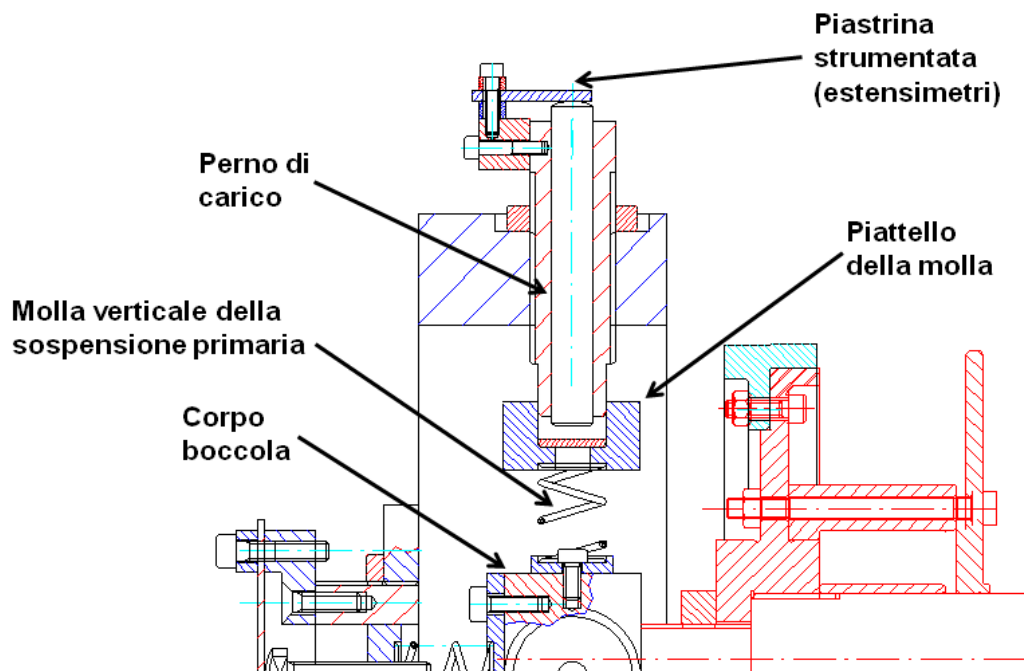


Fig. 50: Sistema per la misura della forza di precarico della sospensione primaria della sala

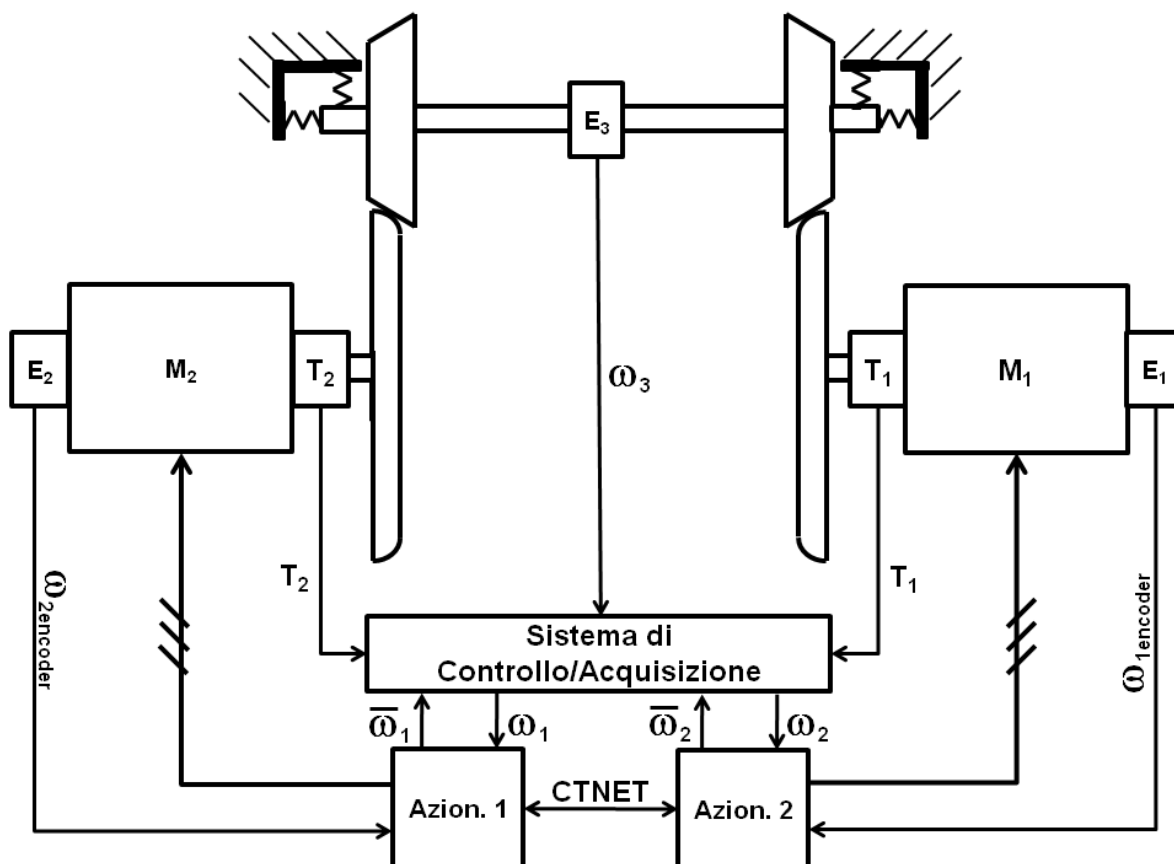


Fig. 51: Schema del sistema di controllo e acquisizione.

Ciascuno dei due rulli è meccanicamente collegato ad un motore elettrico equipaggiato con un encoder sinusoidale ad altissima risoluzione (più di 2^{15} impulsi a giro), vedi Fig. 51.

La coppia massima del motore deve essere limitata al valore di 200 Nm a causa del valore massimo di coppia che può essere applicata al torsionometro. Questo valore è però sufficiente a superare il limite di adesione anche nel caso in cui alla sala sia applicato il carico massimo e il coefficiente di adesione sia molto elevato. La massima coppia che si può applicare al rullo per evitare di avere scorrimento può essere calcolata mediante l'Eq. 104.

$$T_{Max} = N_i R_0 \mu_0 \quad (104)$$

In Eq. 104 R_0 è il raggio nominale del rullo, pari a 0.185 m, N_i è il carico normale agente sulla ruota considerata, e μ_0 è il coefficiente d'adesione massimo. Considerando per esempio un coefficiente di adesione pari a 0.6, la massima coppia è pari a circa 100 Nm.

Dato che la sala non è motorizzata, la forza di adesione è generata applicando coppie antagoniste sui due rulli. Durante la prova i due motori sono inizialmente controllati in velocità e con la stessa velocità di riferimento, successivamente uno dei due motori è controllato in coppia mentre l'altro continua ad essere controllato in velocità e con lo stesso valore di riferimento. La coppia applicata dal motore controllato in coppia è positiva, nel caso di simulazione della trazione, e negativa nel caso di simulazione della frenata. Il valore di coppia è calcolato da un algoritmo che è in grado di massimizzare la coppia evitando però di incorrere nella condizione di slittamento. Il calcolo di questa coppia non è un'attività banale, poiché in Eq. 104 il coefficiente d'adesione μ_0 e il carico normale N_i possono variare moltissimo durante il normale funzionamento. Dalla letteratura è noto che il coefficiente di adesione è funzione della velocità del veicolo, del microscorrimento longitudinale e delle condizioni di attrito sul tracciato (bagnato, asciutto, presenza di un contaminante) [47], [48], [49]. E' noto che la caratteristica forza-microscorrimento presenta un punto di massimo ben marcato per un certo valore di microscorrimento, che rappresenta il punto ottimale di funzionamento. Tale valore è solitamente molto basso e dipende da

diversi fattori (coefficiente d'attrito, carico normale, ecc.). Il vantaggio di disporre di un banco prova Roller-Rig sta nel fatto che è possibile costruire la caratteristica forza-microscorrimento per diverse velocità di riferimento e in differenti condizioni di aderenza [50]. Il banco prova è equipaggiato con una serie di sensori che sono necessari all'algoritmo di trazione per calcolare la coppia tale da imporre uno scorrimento molto vicino a quello ottimale. I sensori, mostrati in Fig. 45, sono i seguenti:

- 1 sensore laser per la misura dello spostamento laterale della sala.
- 2 sensori laser per la misura degli spostamenti longitudinali delle due boccole necessari per il calcolo dell'angolo di imbardata.
- 2 torsimetri per la misura della coppia applicata sui rulli.
- 6 celle di carico (una per ciascuna molla).
- 6 accelerometri piezoelettrici per la misura delle accelerazioni sulle due boccole.

3.1.2.2. Motorizzazione e sistema di controllo motori

I rulli sono motorizzati mediante motori sincroni a magneti permanenti, controllati in anello chiuso tramite encoder digitali ad alta precisione. La gestione di potenza è composta da due azionamenti digitali forniti da Control Techniques s.p.a. (Unidrive SP) che contengono un'unità programmabile dedicata (SM-Application Plus), dove è stato integrato una parte dell'algoritmo di controllo trazione. In Fig. 52 si riportato uno schema che riassume l'architettura degli azionamenti.

L'azionamento 1 è controllato a velocità costante durante l'intera prova. La velocità è mantenuta costante mediante un controllo PID (proporzionale integrativo e derivativo) ed il valore di riferimento ω_1 è fornito dall'esterno. Il controllo di velocità è implementato nel modulo SM-Application ed è eseguito in tempo reale alla massima frequenza di 1 kHz. L'anello in corrente è implementato direttamente all'interno dell'azionamento e in Tab. 5 sono riportati i parametri dei due controlli.

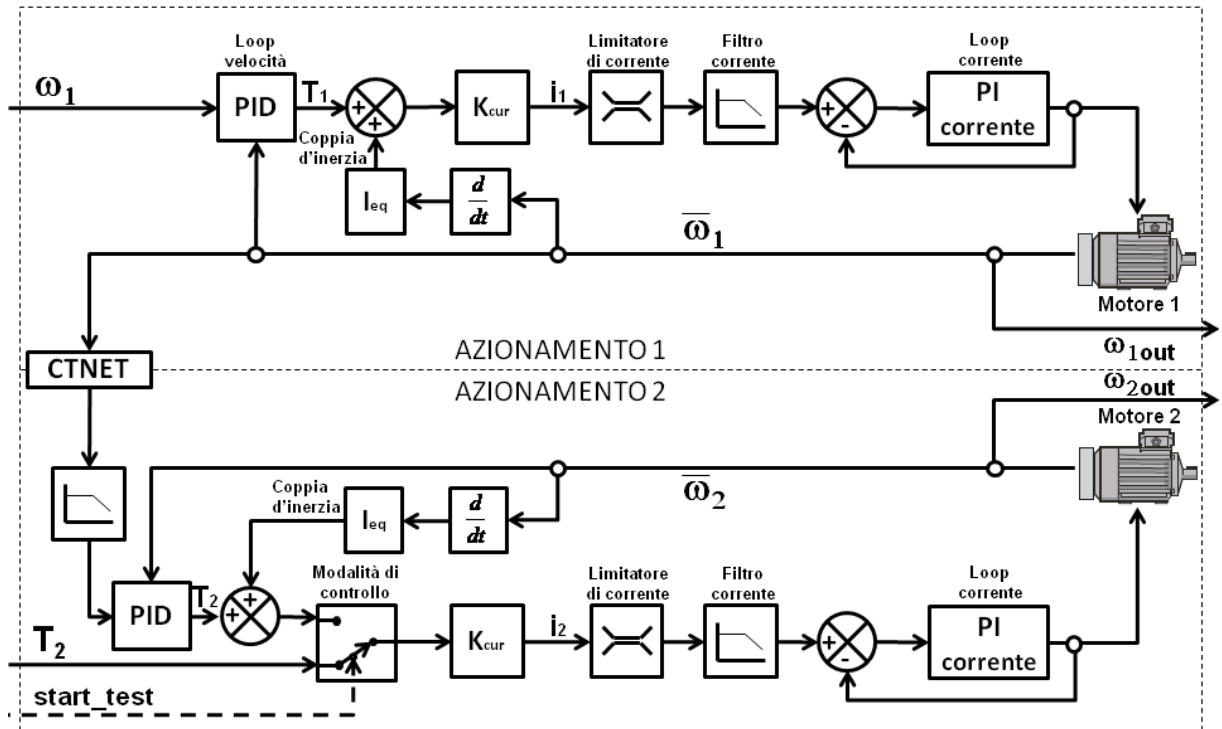


Fig. 52: Schema della logica di controllo degli azionamenti.

Nella fase iniziale della prova l'azionamento 2 è controllato nello stesso modo dell'azionamento 1, ma il suo riferimento di velocità è la velocità di retroazione del motore controllato dall'azionamento 1.

Parametro	Anello di velocità	Anello di corrente
K_P	0,45	128
K_I	1,50	226
K_D	0,02	/

Tab. 5: Parametri degli anelli di velocità (controllo PID) e corrente (controllo PI) degli azionamenti.

Il valore di velocità viene scambiato tra i due azionamenti mediante un protocollo digitale deterministico denominato CT-NET (Control Techniques). Quando la variabile *start_test* (vedi Fig. 52) cambia stato, l'azionamento 2 controlla il motore 2 in coppia bypassando l'anello di velocità e il riferimento di coppia viene letto dalla variabile esterna T_2 . In definitiva gli azionamenti utilizzano come dati di *input* la velocità ω_1 , la coppia T_2 e la variabile *start_test*, mentre forniscono come output le velocità di retroazione dei due motori $\bar{\omega}_1$ e $\bar{\omega}_2$.

3.1.2.3. Sistema di controllo e acquisizione

L'algoritmo di controllo trazione è implementato su un hardware separato (e non all'interno dell'azionamento), che include anche l'intero programma per l'acquisizione dei dati provenienti dai diversi sensori. L'hardware di controllo e acquisizione è basato sulla scheda processore real-time NI-PXI 8110, fornita da National Instruments, e associata mediante un BUS comune al sistema di misura PXI-SCXI che integra diverse schede di I/O:

- Scheda PXI4472B: per l'acquisizione degli accelerometri piezoelettrici ICP e segnali in tensione.
- Scheda SCXI 1314: per l'acquisizione degli estensimetri.
- Scheda PXI 7330: per l'acquisizione dell'encoder montato in centro sala.
- Scheda SCXI 1308: per l'acquisizione di segnali in corrente.
- Scheda PXI 6259: per generare segnali di output in corrente.

L'ultima scheda permette la comunicazione con gli azionamenti mediante segnali in corrente. Infatti, la velocità di riferimento ω_1 e la coppia T_2 sono passati dal sistema RT all'azionamento mediante segnali analogici in corrente. La variabile *start_flag* è invece inviata agli azionamenti mediante un segnale digitale.

La scheda processore (NI-PXI 8110) è basata su un processore Intel Core 2 Quad Q9100 2.26 GHz, e l'algoritmo di controllo è stato implementato in linguaggio LabVIEW in modo tale da poter acquisire i dati necessari al funzionamento dell'algoritmo di controllo e di poter comunicare il valore di coppia T_2 , calcolata secondo il processo di Fig. 53. Il sistema operativo utilizzato per eseguire il codice sviluppato è LabVIEW-RT, che è un sistema operativo Real-Time con *kernel* UNIX.

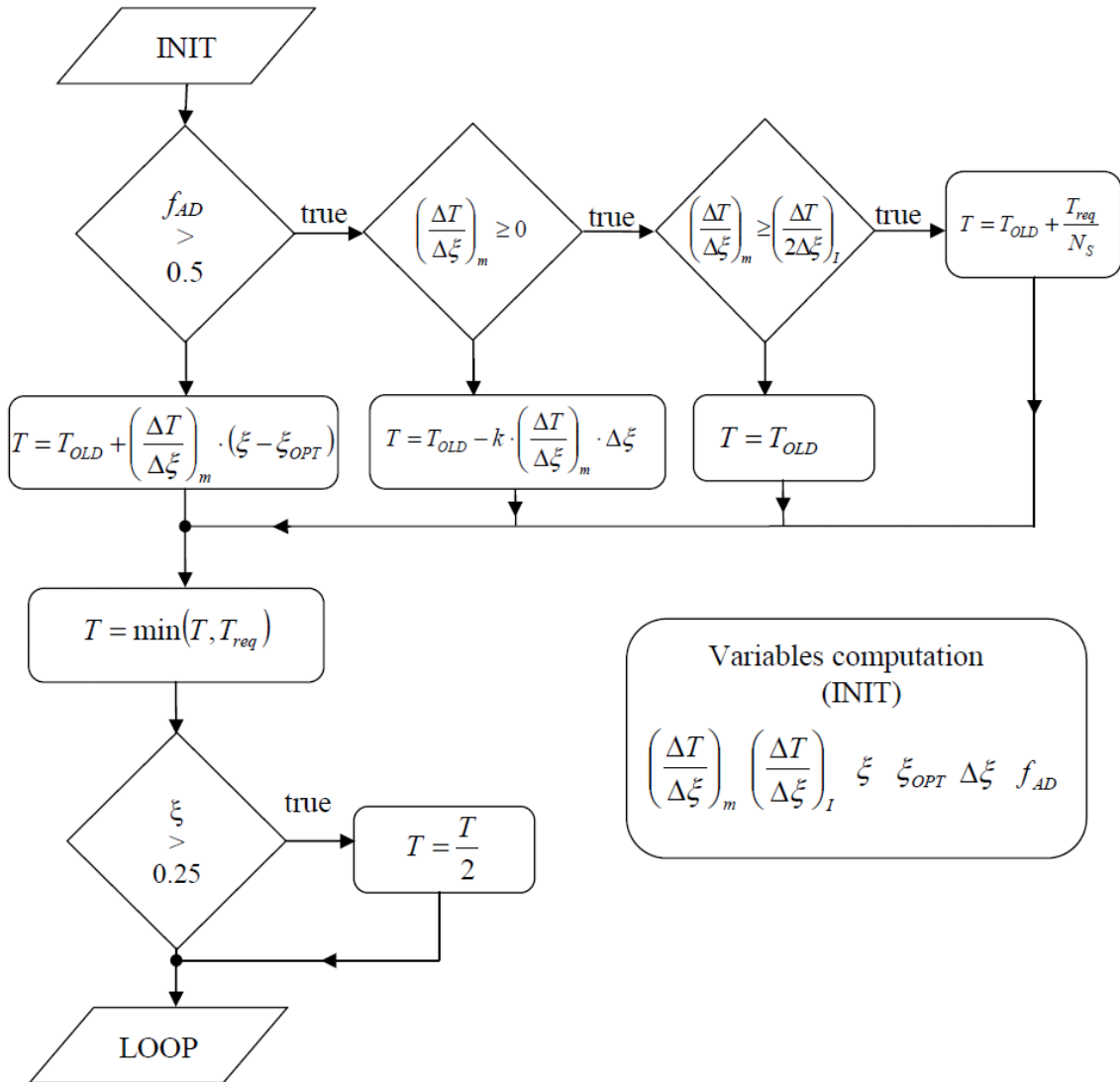


Fig. 53: Sistema di controllo trazione: processo di calcolo della coppia limite.

3.1.2.4. Strategia di controllo

Come spiegato nel capitolo precedente la sala viene portata in rotazione per attrito da due rulli che sono indipendentemente motorizzati. Il motore 1, che è controllato a velocità costante, rappresenta il generico asse della carrozza rimorchiata dalla locomotiva. Il motore 2, invece, che è controllato in coppia in maniera tale da fornire la massima coppia senza provocare slittamento, rappresenta un asse della motrice. La coppia massima T_{lim} applicabile al rullo senza avere slittamento è data dal prodotto del raggio di rotolamento del rullo 2 e della forza tangenziale massima F_{opt} , vedi Eq. (105).

$$T_{lim} = F_{opt} r_{r2} \quad (105)$$

In Fig. 54 si può osservare sulla caratteristica forza-scorrimento il punto di ottimo per cui si ha il massimo sforzo di trazione.

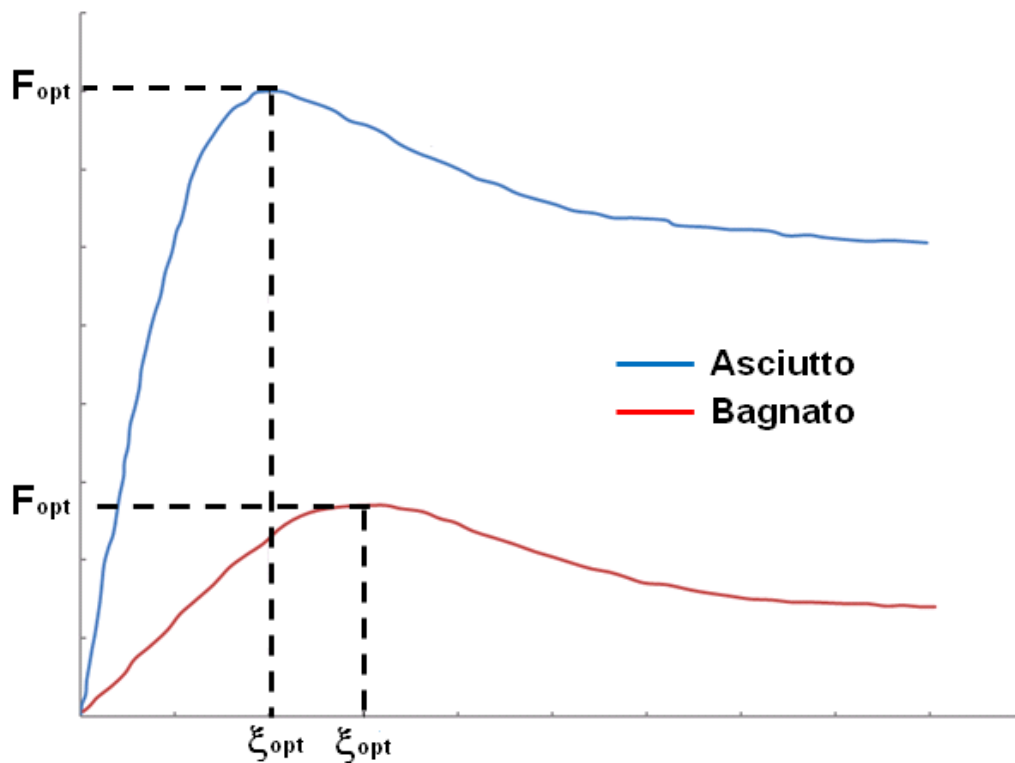


Fig. 54: Curve di adesione in condizioni di asciutto e bagnato: visualizzazione del punto in cui lo sforzo di trazione è massimo.

In Fig. 55 è rappresentata la struttura generale dell'algoritmo sviluppato in ambiente LabVIEW. Il sistema di controllo trazione è suddiviso in due parti principali: il modulo di acquisizione, che si occupa di acquisire i dati provenienti dai vari sensori, e il modulo per il calcolo della coppia di trazione ottimale. I dati acquisiti sono campionati alla frequenza di 1 kHz e sono filtrati mediante un filtro elimina banda a 50 Hz. L'algoritmo di controllo di trazione, schematizzato in dettaglio in Fig. 53, ha l'obiettivo di mantenere il valore di coppia, durante la fase di trazione, il più prossimo possibile al valore ottimale. L'input dell'algoritmo è la coppia richiesta T_{req} , che rappresenta la domanda di coppia da parte del macchinista, perciò il controllo di trazione deve fornire una coppia il più vicino possibile a tale valore quando le condizioni di adesione lo consentono. Infatti, nel caso in cui la coppia richiesta sia superiore alla

coppia massima, calcolabile mediante l'Eq. 104, l'algoritmo limita tale coppia alla massima erogabile senza portare la ruota in scorrimento.

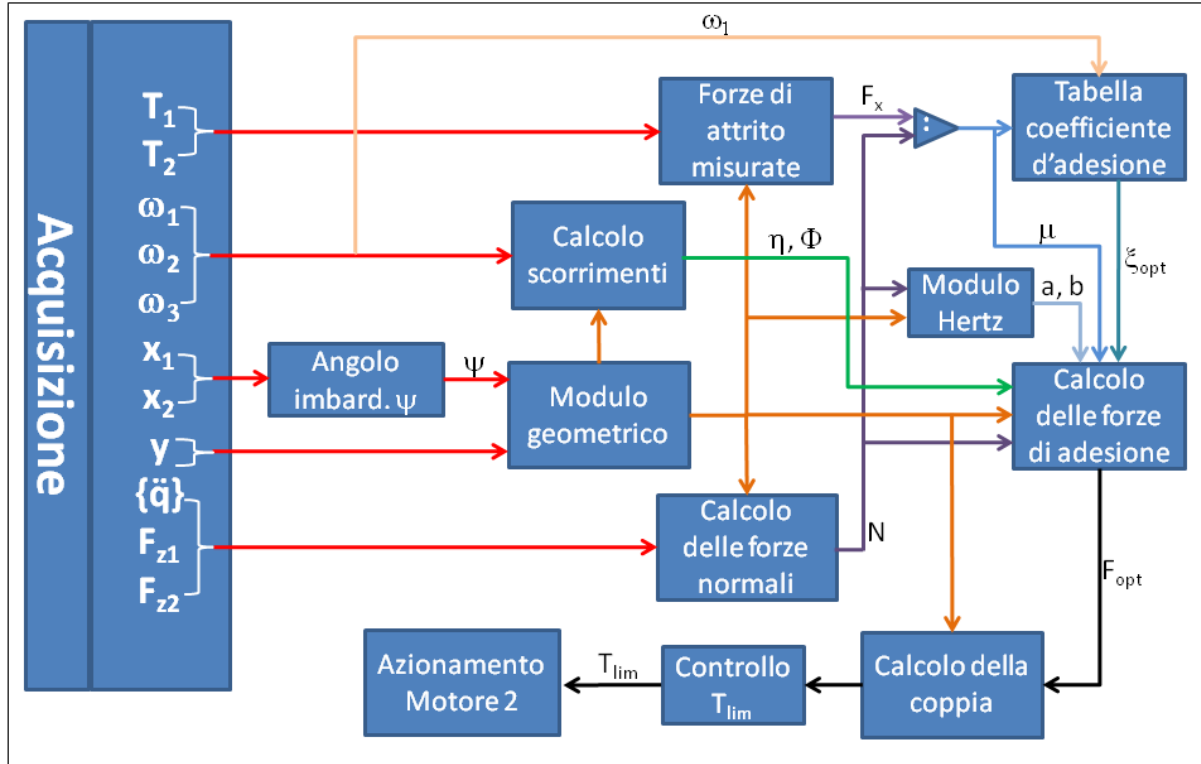


Fig. 55: Algoritmo di controllo trazione sviluppato in LabVIEW.

Dato che non è possibile misurare il limite di adesione fino a che questo non viene superato, l'algoritmo incrementa la coppia utilizzando un processo incrementale, in maniera tale da assicurare una buona stabilità e un auto adattamento al variare delle condizioni di prova, vedi Fig. 53.

La prima azione dall'algoritmo di trazione è effettuata sulla base del valore del parametro di adesione f_{ad} (rapporto tra la forza di trazione e il carico normale). Nel caso in cui tale rapporto sia maggiore di 0.5 (questo limite può essere cambiato e nel caso in esame è stato scelto tale valore perché normalmente in condizioni di asciutto il coefficiente di adesione ruota-rullo è pari a 0.6), l'algoritmo assegna alla coppia un andamento orientato a raggiungere con passi discreti il valore ottimo di adesione, vedi Eq. 106.

$$T = T_{OLD} + \left(\frac{\Delta T}{\Delta \xi} \right)_m (\xi - \xi_{OPT}) \quad (106)$$

In Eq. 106 T_{OLD} è la coppia richiesta al motore al passo precedente, ξ è il microscorrimento longitudinale e ξ_{OPT} è il microscorrimento ottimale che permette di avere la massima adesione. Il calcolo di questa quantità è descritto nella prossima sezione. Il termine seguente:

$$\left(\frac{\Delta T}{\Delta \xi}\right)_m \quad (107)$$

rappresenta il valore medio della variazione di coppia rispetto al microscorrimento calcolato su m ($m=20$) iterazioni. In pratica, a meno del raggio di rotolamento) rappresenta il gradiente della curva adesione.

Il parametro di adesione f_{ad} è calcolato istantaneamente sulla base dei dati acquisiti, in maniera tale da poter rilevare in tempo reale un'eventuale riduzione del coefficiente d'attrito. Il calcolo del parametro f_{ad} è effettuato su entrambe le ruote relative ad un certo asse e viene eletto come parametro f_{ad} il minore dei due, vedi Eq. 108.

$$f_{ad} = \min\left(\frac{F_{x1}}{N_1}; \frac{F_{x2}}{N_2}\right) \quad (108)$$

Le forze longitudinali F_{x1} e F_{x2} possono essere calcolate secondo le Eq. 109.

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \frac{T_1}{r_{r1}} \\ F_{x2} &= \frac{T_2}{r_{r2}} \end{aligned} \quad (109)$$

Nelle Eq. 109 T_1 e T_2 sono le coppie applicate ai due rulli, mentre r_{r1} e r_{r2} sono i raggi di rotolamento. Ovviamente il raggio attuale di rotolamento del rullo dipende dalla posizione laterale della sala e viene calcolato in tempo reale dal modulo geometrico dell'algoritmo RTCONTACT. Osservando lo schema riportato in Fig. 55 il modulo geometrico per poter calcolare la posizione del punto di contatto utilizza come dati di input la posizione laterale e l'angolo di imbardata della sala, ma questi dati non sono normalmente disponibili sulla locomotiva. Per questo motivo l'algoritmo può anche funzionare senza queste misure; infatti, l'algoritmo RTCONTACT può integrare due volte le accelerazioni in boccia per calcolare queste quantità. Le forze normali N_1 ed N_2 che compaiono nelle Eq. 108 sono state calcolate tramite le Eq. 110.

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{F_{z1} + F_{z2} + m(\ddot{y} \cot \gamma_2 - g - \ddot{z})}{\sin \gamma_1 \cot \gamma_2 - \cos \gamma_1} \\ N_2 &= \frac{F_{z1} + F_{z2} + m(\ddot{y} \cot \gamma_1 - g - \ddot{z})}{\sin \gamma_2 \cot \gamma_1 - \cos \gamma_2} \end{aligned} \quad (110)$$

Nelle Eq. 110 F_{z1} e F_{z2} sono le forze verticali delle sospensioni, m è la massa della sala, \ddot{y} e \ddot{z} sono l'accelerazione laterale e verticale della sala e γ_1 e γ_2 sono gli angoli di contatto sui due rulli. Questi ultimi, così come i raggi di rotolamento, sono determinati dall'algoritmo di contatto.

Se il parametro di adesione f_{ad} è minore di 0.5, l'algoritmo adotta una diversa strategia di controllo e controlla se il gradiente della coppia rispetto al microscorrimento è maggiore della metà del gradiente iniziale $\left(\frac{\Delta T}{\Delta \xi}\right)_I$. Tale valore è calcolato solamente quando il valore f_{ad} e lo scorrimento ξ sono piccoli e all'interno degli intervalli di Eq. 111.

$$\begin{aligned} 0.05 &< f_{ad} < 0.15 \\ \xi &< 0.1 \end{aligned} \quad (111)$$

Se il gradiente di coppia è maggiore della metà del gradiente iniziale la coppia è incrementata ad ogni iterazione secondo l'Eq. 112.

$$T = T_{OLD} + \frac{T_{req}}{N_s} \quad (112)$$

Nel caso in cui il gradiente di coppia sia minore della metà del gradiente iniziale, ma positivo, allora il valore di coppia viene mantenuto costante. Se, invece, il gradiente è negativo significa che il punto di ottimo dell'adesione è stato superato e perciò la coppia viene ridotta secondo l'Eq. 113, dove k ($k=5$) è una costante che può essere calibrata per rendere il controllo più stabile.

$$T = T_{OLD} - k \left(\frac{\Delta T}{\Delta \xi}\right)_m \Delta \xi \quad (113)$$

La coppia viene comunque limitata ad un valore minore di quella richiesta dal macchinista T_{req} . La coppia calcolata dall'algoritmo di adesione è poi trasmessa all'azionamento mediante un segnale analogico; infatti, una delle uscite analogiche

del controller NI-PXI 8110 è collegata al canale di input dell'azionamento Unidrive SP4402.

In Fig. 56 è rappresentato un grafico qualitativo che spiega il funzionamento dell'algoritmo di trazione nella fase iniziale. Come spiegato in precedenza inizialmente i due motori sono controllati in asse elettrico e, quindi, ruotano alla stessa velocità; al tempo t_0 il motore 1 continua ad essere controllato in velocità e con lo stesso riferimento, mentre il motore 2 viene controllato in coppia. La coppia richiesta al motore subito dopo il tempo t_0 è pari al valor medio della coppia che era applicata al motore dal controllo precedente. Questa coppia viene mantenuta per un tempo pari a t_d prima che il controllo di adesione cominci ad applicare la coppia ottimale. Quest'ultima viene applicata a gradini in un tempo t_a al fine di eliminare i picchi dovuti al rumore bianco presente nel segnale analogico. Questo fa sì che il controllo sia più stabile e robusto ai rumori esterni.

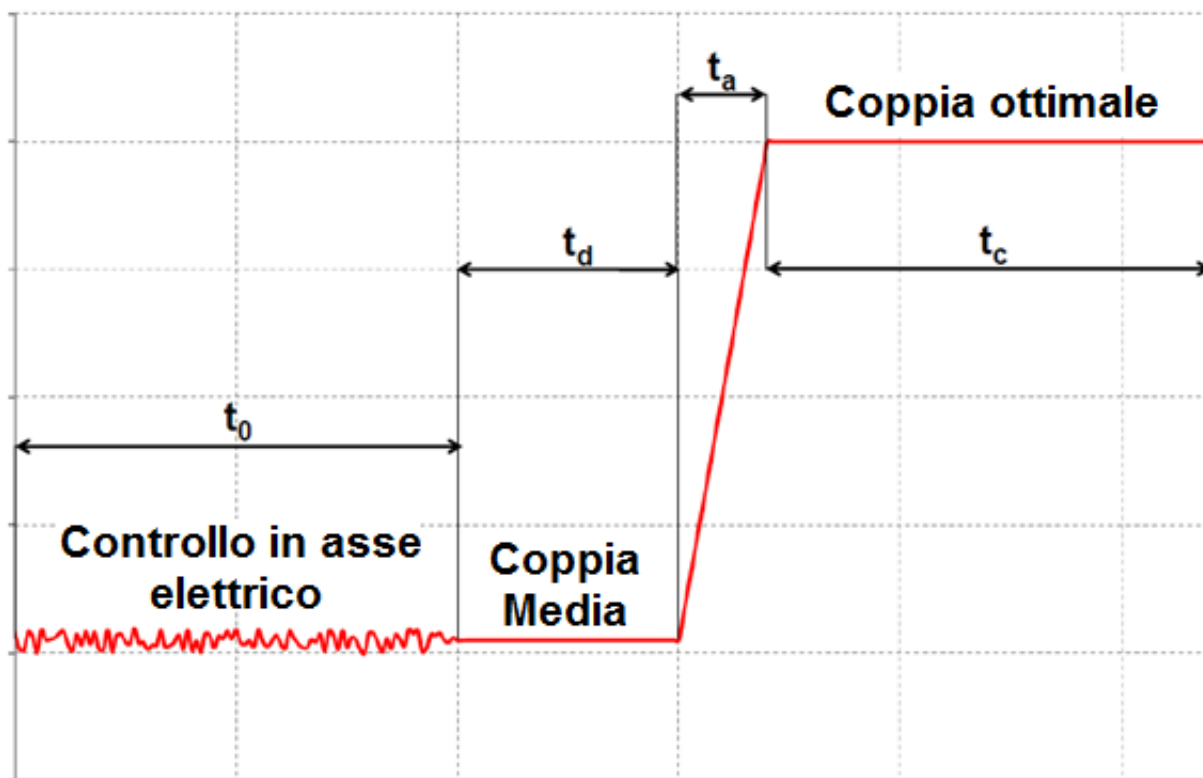


Fig. 56: Applicazione della coppia nella fase iniziale di controllo

3.1.2.5. Calcolo del microscorrimento ottimale

Come visto nel precedente paragrafo l'algoritmo di trazione necessita del creepage ottimale ξ_{OPT} per calcolare il valore di coppia. Tale valore varia in funzione del coefficiente d'adesione e della velocità di riferimento del motore 1 [38], [51], vedi Eq. 114.

$$\xi_{OPT} = \xi_{OPT}(\mu, \omega_1) \quad (114)$$

Perciò, l'algoritmo di trazione necessita di un'equazione che consenta di calcolare direttamente il valore ottimale di microscorrimento. In letteratura sono presenti molti modelli matematici che permettono la stima del coefficiente d'adesione in funzione o del microscorrimento [43], [50] o della velocità relativa tra i corpi a contatto [49]. Questi modelli sono basati sulla regressione di dati sperimentali, considerando diverse condizioni di adesione (asciutto, bagnato, foglie, ecc.). Il modello necessario per l'algoritmo di trazione è differente; infatti, l'obiettivo è il calcolo del microscorrimento ottimale e non la determinazione del coefficiente d'adesione. L'equazione per il calcolo di questa grandezza è basata sulla regressione di dati sperimentali che sono stati ottenuti sullo stesso banco prova Roller-Rig utilizzato per lo sviluppo dell'algoritmo di trazione. Le prove sperimentali sono state svolte considerando diverse velocità di riferimento e in condizioni di asciutto e bagnato. Per ogni prova è stata costruita la caratteristica forza-microscorrimento.

Le prove sono state eseguite controllando un motore in velocità e l'altro in coppia; lo slittamento tra il rullo e la ruota viene imposto incrementando la coppia resistente con una legge lineare rispetto al tempo. Lo scorrimento longitudinale sul rullo 2 (collegato al motore controllato in coppia) è calcolabile mediante l'Eq. 115, dove ω_2 è la velocità angolare del rullo 2 e ω_3 è la velocità angolare della sala.

$$\xi = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_2} \quad (115)$$

La forza longitudinale è invece determinata dal rapporto tra la coppia misurata sul rullo 2 e il raggio di rotolamento del rullo. Questa procedura sperimentale permette di ottenere le caratteristiche di adesione per diverse velocità di riferimento del rullo 1 in

condizioni di asciutto e bagnato. In Fig. 57 è riportata la curva di adesione per una velocità di riferimento del motore 1 di 860 rpm in condizioni di asciutto e bagnato.

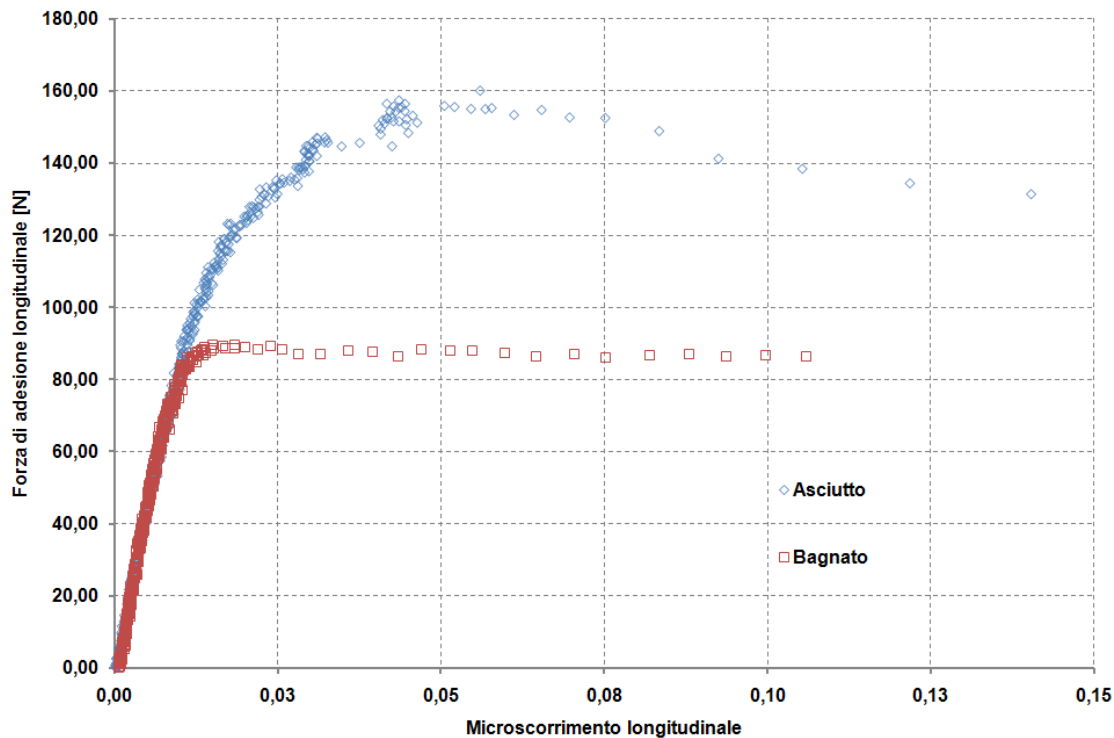


Fig. 57: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 860 rpm e un carico verticale di 37 kg.

In Fig. 58 è riportata la curva di adesione per una velocità di riferimento del rullo 1 pari a 717 rpm, mentre in Fig. 59 per una velocità di 1003 rpm. Tutte e tre le curve sono state ottenute considerando un carico verticale sulla ruota paria 37 kg.

Confrontando i tre grafici di Fig. 57, Fig. 58 e Fig. 59 è possibile osservare che il valore ottimale di microscorrimento non è costante, ed è funzione della velocità di riferimento e del coefficiente d'adesione, vedi Eq. 114. Inoltre, si può notare che la pendenza della curva nel tratto iniziale è la stessa in condizioni di asciutto e bagnato e, quindi, non dipende dalle condizioni di aderenza. Questo risultato non è in accordo con i risultati ottenuti da Polach [43] per il caso di trazione, che prevede una pendenza diversa a seconda delle condizioni di aderenza. Una spiegazione a questo fenomeno può essere trovata analizzando l'equazione, definita da Kalker, che governa il tratto della curva di adesione, vedi Eq. (116).

$$F_x = GabC_{11}\xi \quad (116)$$

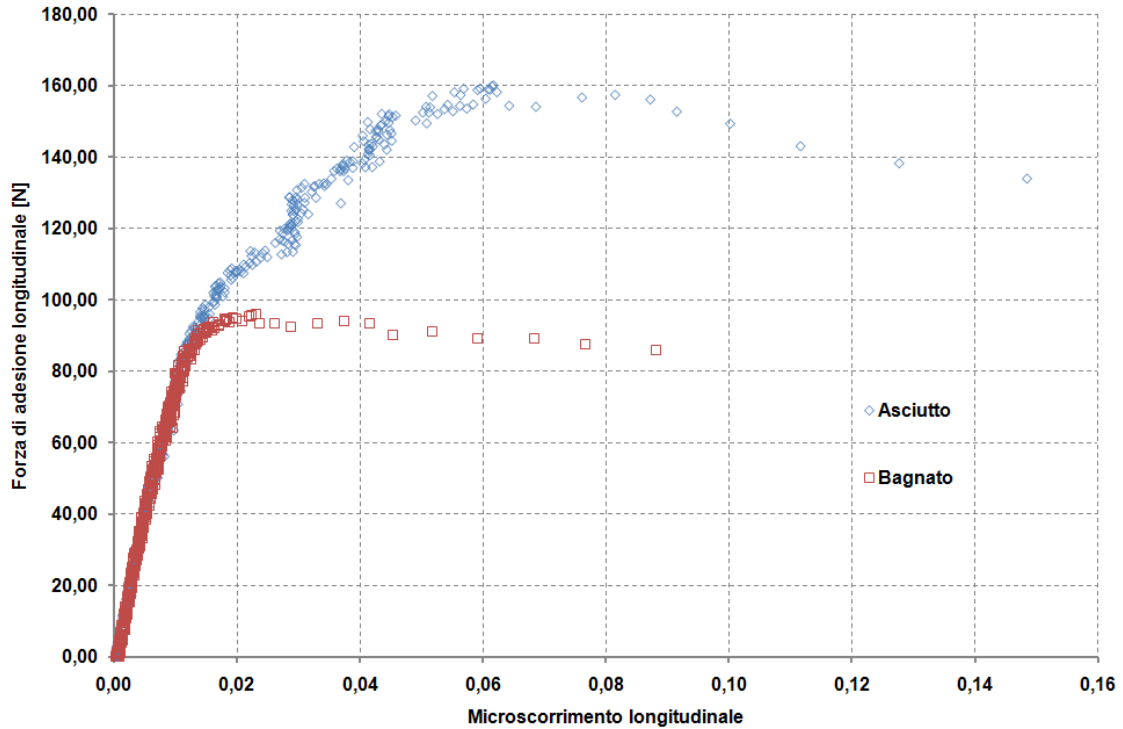


Fig. 58: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 717 rpm e un carico verticale di 37 kg.

In Eq. 116 G è il modulo di elasticità tangenziale, a e b sono i semiassi dell'ellisse di contatto e C_{11} è il coefficiente di Kalker. In Fig. 60 e Fig. 61 si riportano invece le curve di adesione ottenute per una velocità di riferimento di 358 rpm e considerando due carichi differenti e rispettivamente di 42 kg e 47 kg. Anche il carico ha un effetto sul punto di ottimo e, in generale, un aumento del carico provoca uno spostamento del punto di massima aderenza per valori di microscorrimento più elevati. In Tab. 6 si riporta uno schema riassuntivo delle prove di adesione più significative effettuate. La tabella include il valore del gradiente della curva di adesione nel tratto iniziale, che è descritta dal modello lineare di Kalker.

La pendenza della curva di adesione nel tratto iniziale dipende, quindi, dalle caratteristiche elastiche dei corpi a contatto. Il fatto che i dati sperimentali evidenzino la stessa pendenza in questo tratto può essere spiegato dal fatto che l'acqua presente nella zona di contatto non influenzi la rigidità equivalente in questa zona.

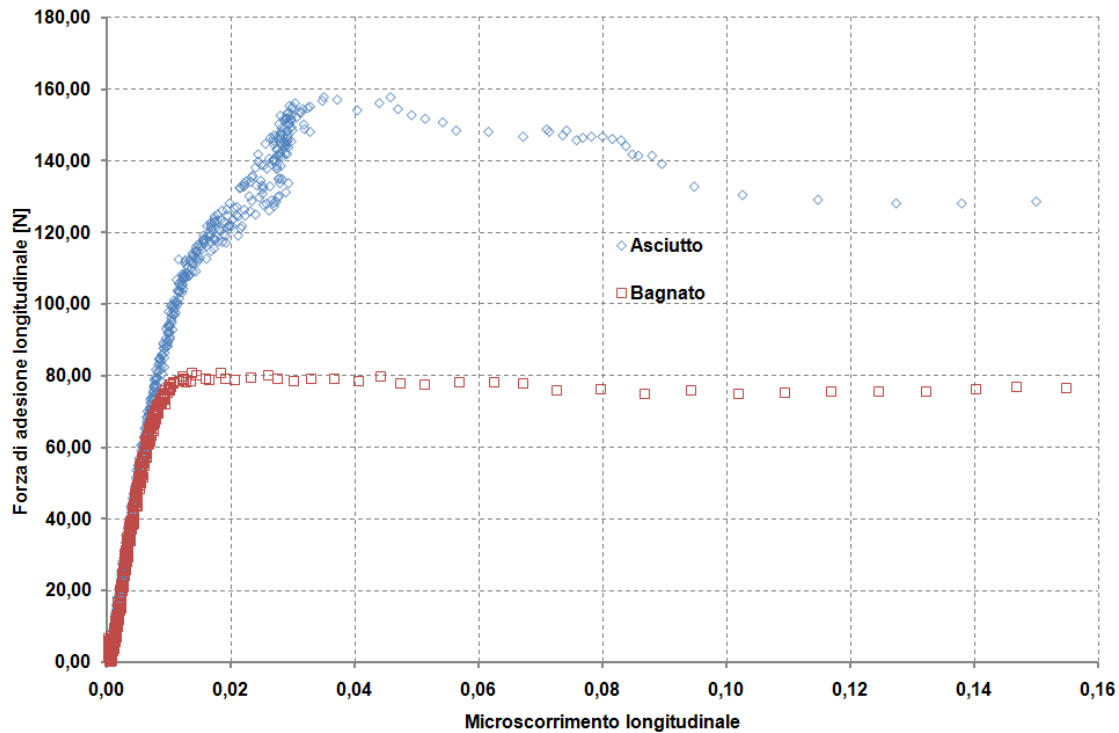


Fig. 59: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 1003 rpm e un carico verticale di 37 kg.

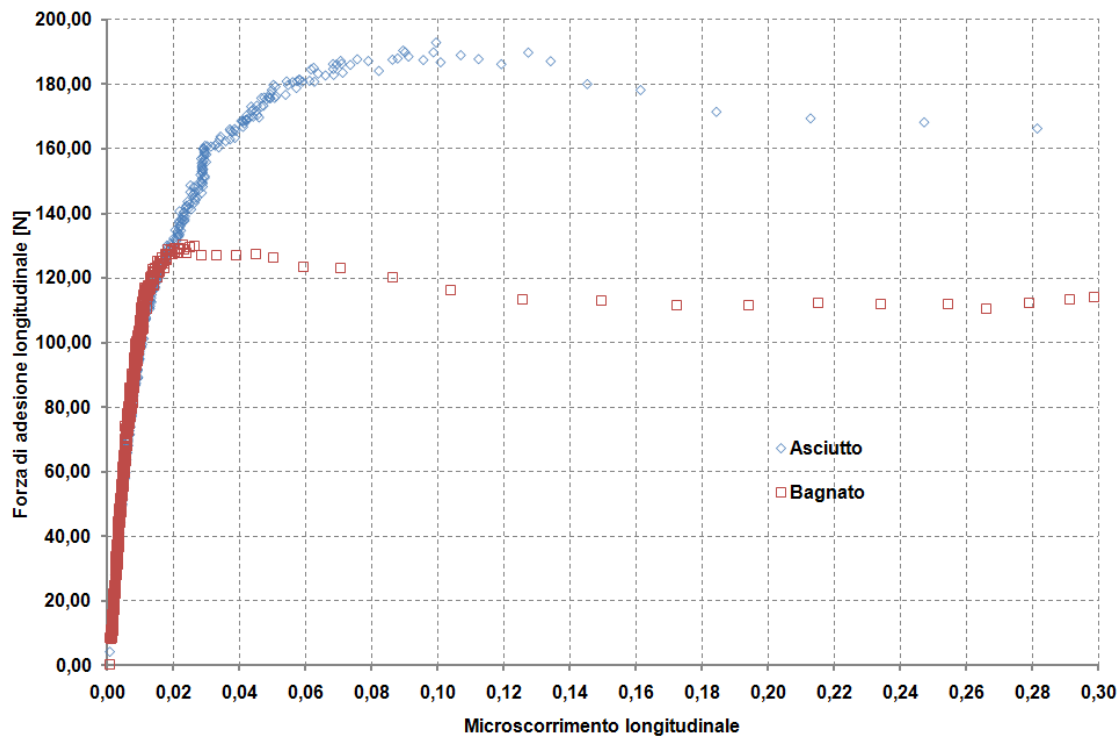


Fig. 60: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 358 rpm e un carico verticale di 42 kg.

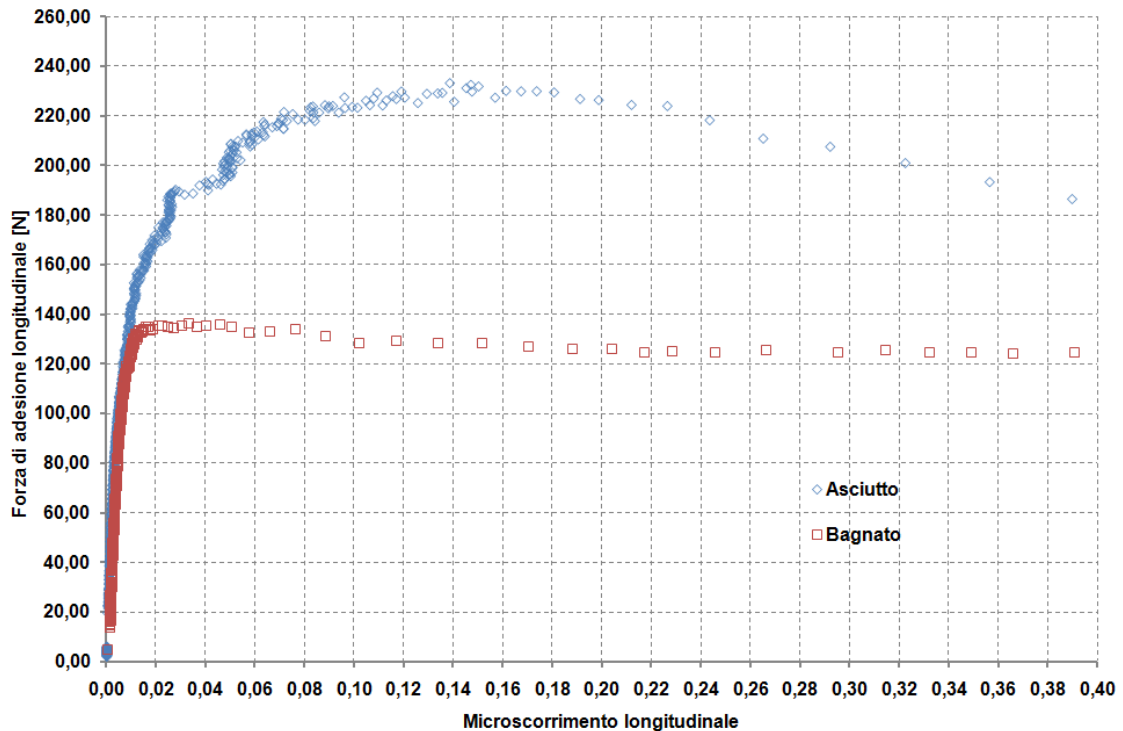


Fig. 61: Curva di adesione ottenuta su banco prova Roller-Rig per una velocità di riferimento di 358 rpm e un carico verticale di 47 kg.

L'acqua, infatti, a causa della velocità elevata del rullo tende ad essere espulsa rapidamente dalla zona di contatto. L'acqua è introdotta nella zona di contatto mediante il sistema sperimentale di Fig. 62.

Prov a	Velocità di riferiment o [rpm]	Carico verticale ruota [kg]	Coefficiente d'adesione massimo	Coefficiente d'adesione medio	Pendenza iniziale [N]	Condizion e
1	1000	37	0.441	0.353	8700	Dry
2	1000	37	0.220	0.212	8380	Wet
3	700	37	0.435	0.342	7960	Dry
4	700	37	0.242	0.220	7665	Wet
5	358	42	0.461	0.402	12100	Dry
6	358	42	0.315	0.282	12038	Wet
7	358	47	0.488	0.403	18000	Dry
8	358	47	0.293	0.278	17670	Wet

Tab. 6: Prove di adesione effettuate sul banco prova Roller-Rig.

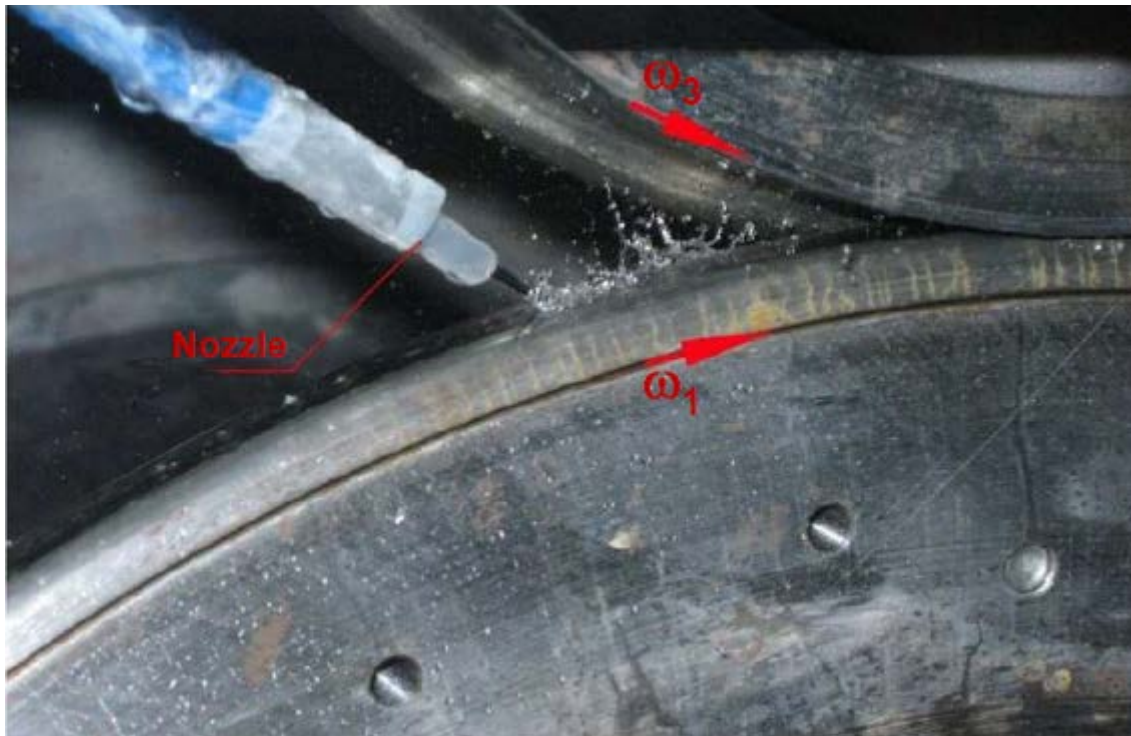


Fig. 62: Sistema utilizzato per l'iniezione d'acqua tra la ruota e il rullo.

Ciascuna curva di adesione ottenuta sperimentalmente è utilizzata per la determinazione del microscorrimento ottimale in funzione del coefficiente d'adesione e della velocità di riferimento ω_1 . Dall'interpolazione dei risultati è stata ottenuta un'equazione euristica che permette il calcolo in forma chiusa del microscorrimento ottimale ξ_{OPT} , vedi Eq. 117.

$$\xi_{OPT} = K_1 \mu^m + K_2 \omega_1^n \quad (117)$$

In Eq. 117 K_1 , K_2 , m e n sono quattro parametri che devono essere calcolati mediante una regressione sui dati sperimentali. In Tab. 7 si riportano tali parametri ottenuti sul banco prova Roller-Rig considerando diverse prove in condizioni di asciutto e bagnato.

Parametro	Valore
K_1	103.97
K_2	0.17
m	9.11
n	-0.35

Tab. 7: Parametri della legge per il calcolo del microscorrimento ottimale.

In Fig. 63 si riporta il grafico che descrive l'Eq. 117 al variare del coefficiente d'adesione e della velocità di riferimento.

L'Eq. 117 è utilizzata nel controllo di trazione per il calcolo del microscorrimento ottimale ξ_{OPT} , vedi lo schema in Fig. 53 e Fig. 55.

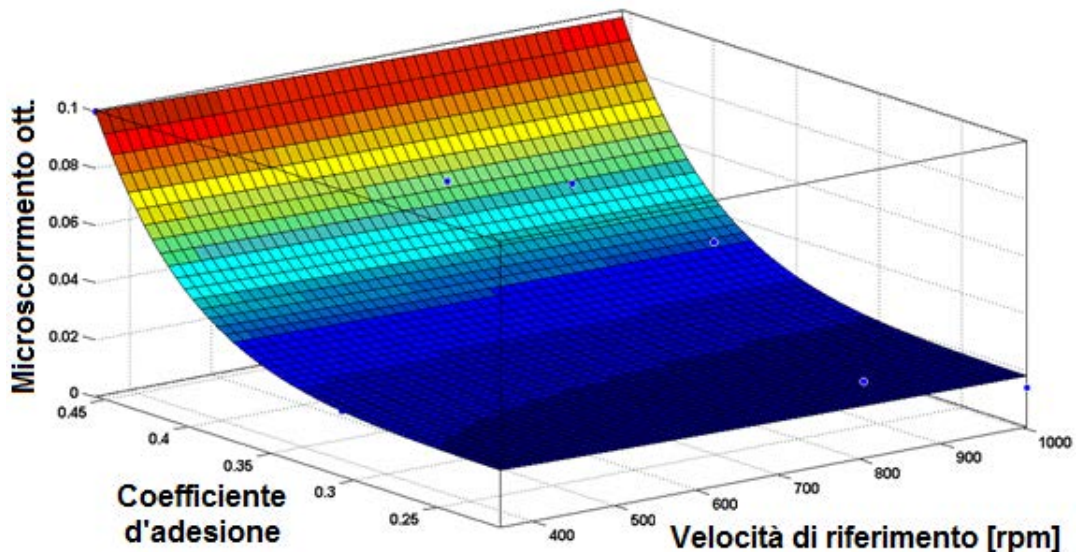


Fig. 63: Curva di regressione per il calcolo del microscorrimento ottimale ξ_{OPT} .

3.1.2.6. Utilizzo dell'algoritmo RTCONTACT nel sistema di controllo trazione

Osservando il diagramma di Fig. 55 si possono notare i moduli dell'algoritmo RTCONTACT, descritto nel capitolo 2, che sono necessari per il calcolo della posizione del punto di contatto, dei raggi di rotolamento delle ruote e dei rulli e per il calcolo della forza di trazione massima. In questo caso l'algoritmo di contatto è utilizzato in tempo reale per calcolare sulla base dei dati misurati sul Roller-Rig il valore della forza tangenziale corrispondente ad un valore di microscorrimento pari a ξ_{OPT} . I dati di input per l'algoritmo di contatto sono le forze verticali F_{z1} e F_{z2} misurate sulle sospensioni verticali, la posizione laterale e l'angolo di imbardata della sala, misurati mediante sensori di spostamento laser, e il microscorrimento ottimale, calcolato secondo l'Eq. 117.

L'algoritmo di contatto è stato integrato direttamente in ambiente LabVIEW mediante librerie dinamiche DLL, che sono state richiamate utilizzando la funzione di LabVIEW denominata "Call Library Function Node", sviluppata proprio per interfacciare codice

scritto dall'utente con questo programma. Il codice è stato scritto con allocazione dinamica della memoria in maniera tale da minimizzarne l'utilizzo. In questo modo è possibile integrare facilmente questo algoritmo anche in sistemi di tipo embedded dove la quantità di memoria disponibile è spesso molto limitata. L'intero sistema di controllo trazione, che include, quindi, l'algoritmo RTCONTACT, è stato sviluppato in ambiente LabVIEW al fine di integrare nello stesso ambiente anche il programma di acquisizione dati; in questo modo si evita di dover esportare i dati acquisiti in diversi ambienti, soluzione che sarebbe difficilmente compatibile con una logica real-time.

3.1.2.7. Prove sperimentali dell'algoritmo di trazione

Al fine di validare l'algoritmo di controllo trazione sono state effettuate diverse prove sperimentali sul banco prova Roller-Rig. La prima serie di prove considera diverse richieste di coppia T_{req} , alla stessa velocità di riferimento del rullo 1. La seconda serie, invece, considera il caso in cui viene variata la velocità di riferimento, mantenendo costante la richiesta di coppia. Infine, la terza serie considera il caso in cui il coefficiente d'attrito subisce un'improvvisa e temporanea diminuzione a causa dell'introduzione di una piccola quantità d'acqua nella zona di contatto. In tutti e tre i casi i motori sono inizialmente controllati in asse elettrico. Durante tutte e tre le serie di prove la sospensione primaria è regolata in maniera tale da produrre un carico verticale di 35 kg su ciascuna ruota, corrispondente a circa 10 tonnellate per asse in scala reale.

In Fig. 64 si riportano gli andamenti nel tempo del coefficiente d'adesione, del microscorrimento longitudinale, della coppia richiesta e di quella applicata relativi ad una velocità di riferimento di 100 rpm. Durante la prova è stata variata la richiesta di coppia e l'algoritmo adatta la coppia al motore 2 sulla base della richiesta in tempo reale. La fluttuazione della coppia erogata dal motore rispetto a quella richiesta è causata dalla variazione del carico normale per effetto della dinamica della sala e dagli errori di misura (questo errore è minore a 2 Nm). L'algoritmo effettua delle correzioni di coppia per tener in considerazione la dinamica della sala e questo è comprensibile dalla rapidità con la quale l'algoritmo risponde ad una variazione di richiesta di coppia. Gli andamenti del coefficiente d'adesione e dello scorrimento longitudinale sono concordi con quello della coppia e quando viene richiesta la

massima coppia (circa 45 Nm) l'algoritmo di controllo trazione ne limita il valore in modo tale da imporre un valore di scorrimento ottimale per questa velocità di scorrimento (0.14). In Fig. 65 si riporta la stessa prova, ma considerando una velocità di riferimento pari a 300 rpm e anche in questo caso l'algoritmo limita la coppia massima ad un valore inferiore rispetto a quella richiesta al fine di imporre un microscorrimento ottimale pari a 0.1.

La seconda serie di prove è stata eseguita considerando la velocità del motore 1 variabile durante la prova, in un intervallo compreso tra 100 rpm e 500 rpm, e, considerando una richiesta di coppia costante. In Fig. 66 sono riportati i risultati relativi ad una prova effettuata con una richiesta pari al 50% di quella massima e in queste condizioni non si raggiunge mai il limite di adesione (per nessuna velocità di riferimento). In questo caso l'algoritmo impone al motore di erogare una coppia pari a quella richiesta. In Fig. 67 sono invece riportati i risultati considerando una richiesta di coppia del 100% e in questo caso viene raggiunto il limite di adesione, come è chiaro dal valore assunto dal coefficiente di adesione. Osservando l'andamento del microscorrimento longitudinale si può notare che l'algoritmo di trazione lo mantiene al valore ottimale man mano che varia la velocità di riferimento. Il valore del creepage ottimale è, infatti, funzione della velocità di riferimento ω_1 .

La terza serie di prove considera il caso in cui si abbia una brusca riduzione del coefficiente di adesione. In questo caso il controllo di trazione, come nei due casi precedenti, applica la coppia ottimale sul motore 2, ma durante la prova un getto d'acqua è iniettato tra la ruota e la rotaia per un breve istante di tempo.

La Fig. 68 riporta le principali grandezze che sono state misurate durante la prova relativa ad una velocità di riferimento di 160 rpm e una richiesta di coppia del 70%. Osservando l'andamento del microscorrimento si può osservare che questa grandezza varia molto rapidamente quando l'acqua viene iniettata (due volte durante la prova) e questo è dovuto al fatto che l'algoritmo di trazione si auto-adatta quando le condizioni d'adesione cambiano. Dopo che il coefficiente d'adesione raggiunge il suo minimo (0.2), questo ricomincia a crescere poiché l'acqua iniettata tra la ruota e il rullo viene espulsa dall'area di contatto e le condizioni di contatto passano da una condizione di bagnato ad una di asciutto. In Fig. 69 sono riportati i risultati per la

stessa velocità di riferimento (160 rpm), ma per una richiesta di coppia pari al 100% della coppia massima. In entrambe le prove effettuate in condizioni di asciutto/bagnato, quando l'acqua viene iniettata, la coppia calcolata dall'algoritmo di trazione è minore di quella richiesta al fine di limitare il microscorrimento longitudinale e evitare il fenomeno dell'usura.

I risultati dimostrano che l'algoritmo di trazione è in grado di funzionare, in modo stabile, in diverse condizioni di funzionamento (asciutto e bagnato) e in tempo reale. Questo può essere utilizzato per applicazioni embedded su locomotive elettriche. L'algoritmo di trazione è suddiviso in due parti: una parte è implementata direttamente all'interno dell'azionamento e si occupa delle operazioni finali di controllo, l'altra parte è implementata in un PC industriale su cui è installato il sistema operativo LabVIEW-RT ed è responsabile per l'acquisizione dei segnali e per il calcolo della coppia ottimale sulla base di un controllo *ad hoc*, che include l'algoritmo di contatto RTCONTACT. I due sistemi possono comunicare tra loro o mediante segnali analogici o mediante una rete di comunicazione digitale deterministica, tipo PROFIBUS, ETHERCAT, CANopen, ecc. Il banco prova Roller-Rig ha permesso di testare l'algoritmo di trazione in ben note condizioni di funzionamento, garantendo una buona ripetibilità dei risultati.

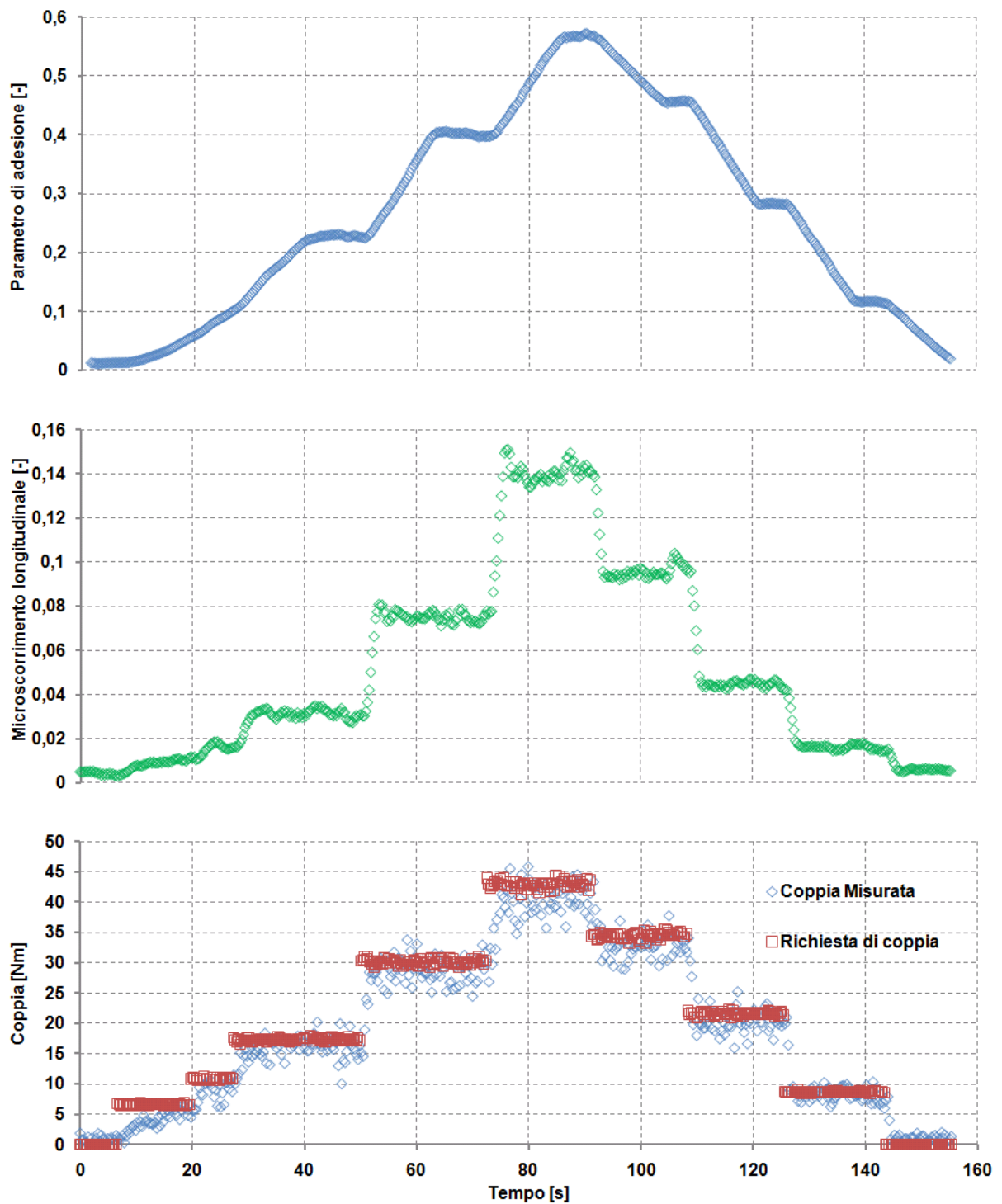


Fig. 64: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con velocità di riferimento costante (100 rpm) e richiesta di coppia variabile.

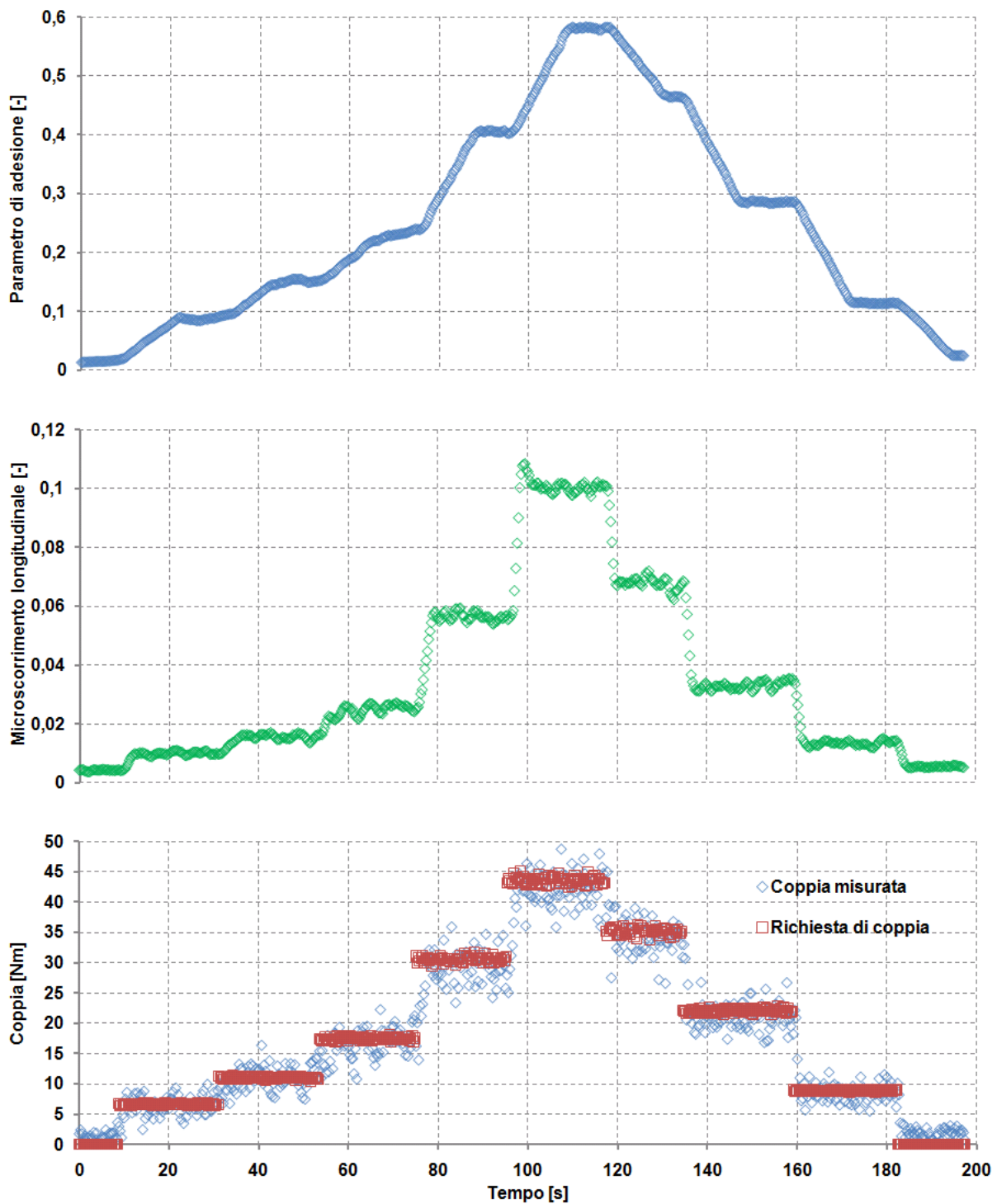


Fig. 65: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con velocità di riferimento costante (300 rpm) e richiesta di coppia variabile.

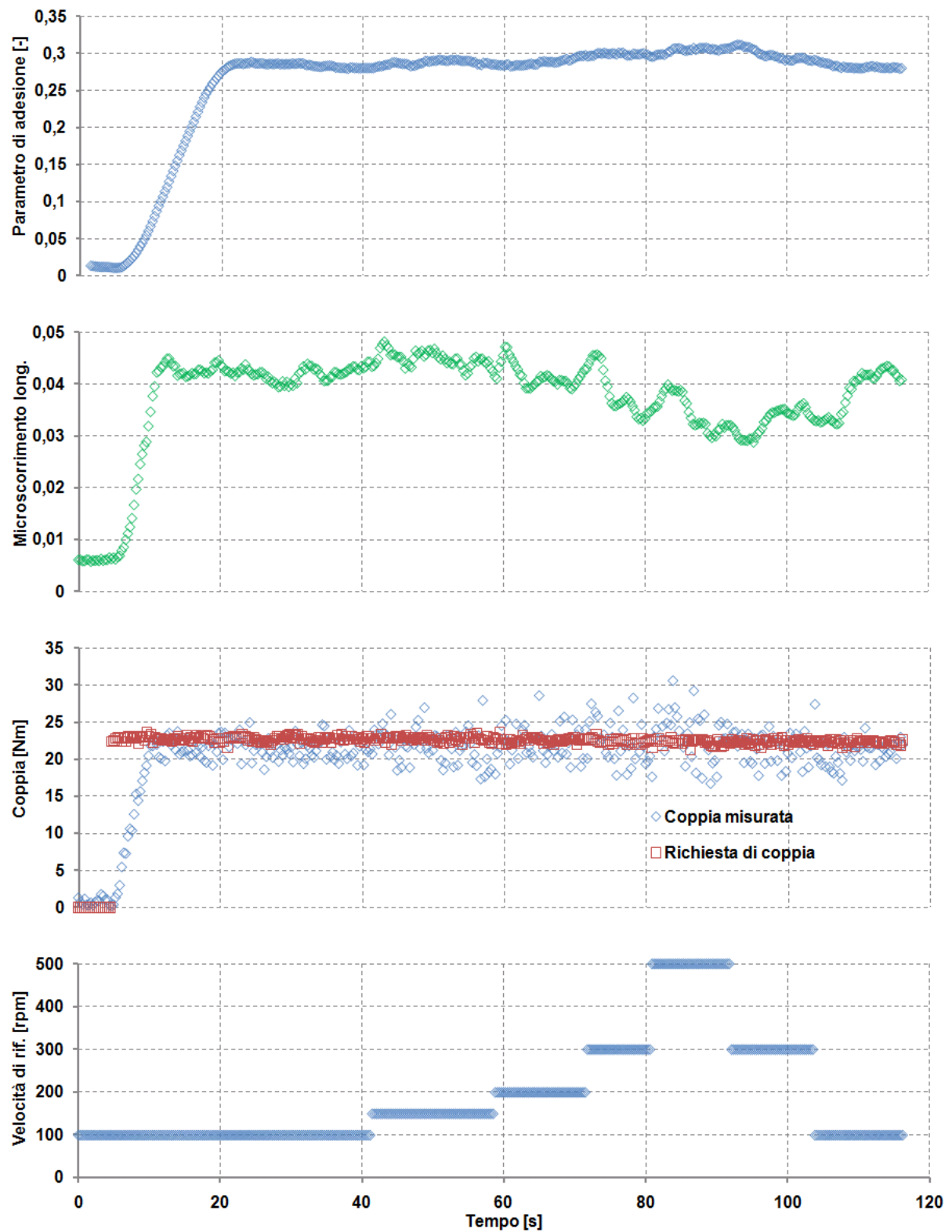


Fig. 66: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con richiesta di coppia costante (50% della coppia massima) e velocità di riferimento variabile.

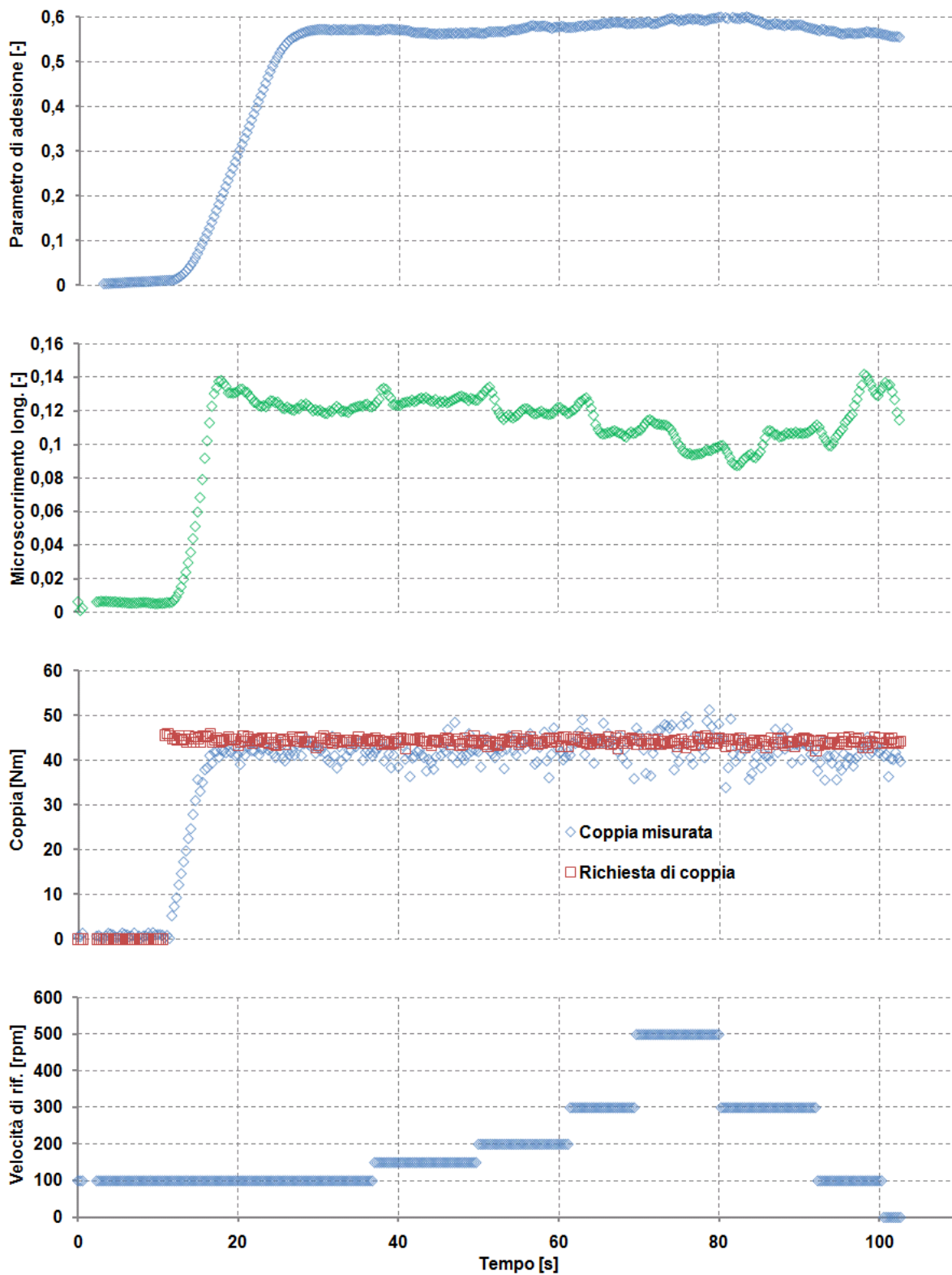


Fig. 67: Prove sperimentali in condizioni di asciutto con richiesta di coppia costante (100% della coppia massima) e velocità di riferimento variabile.

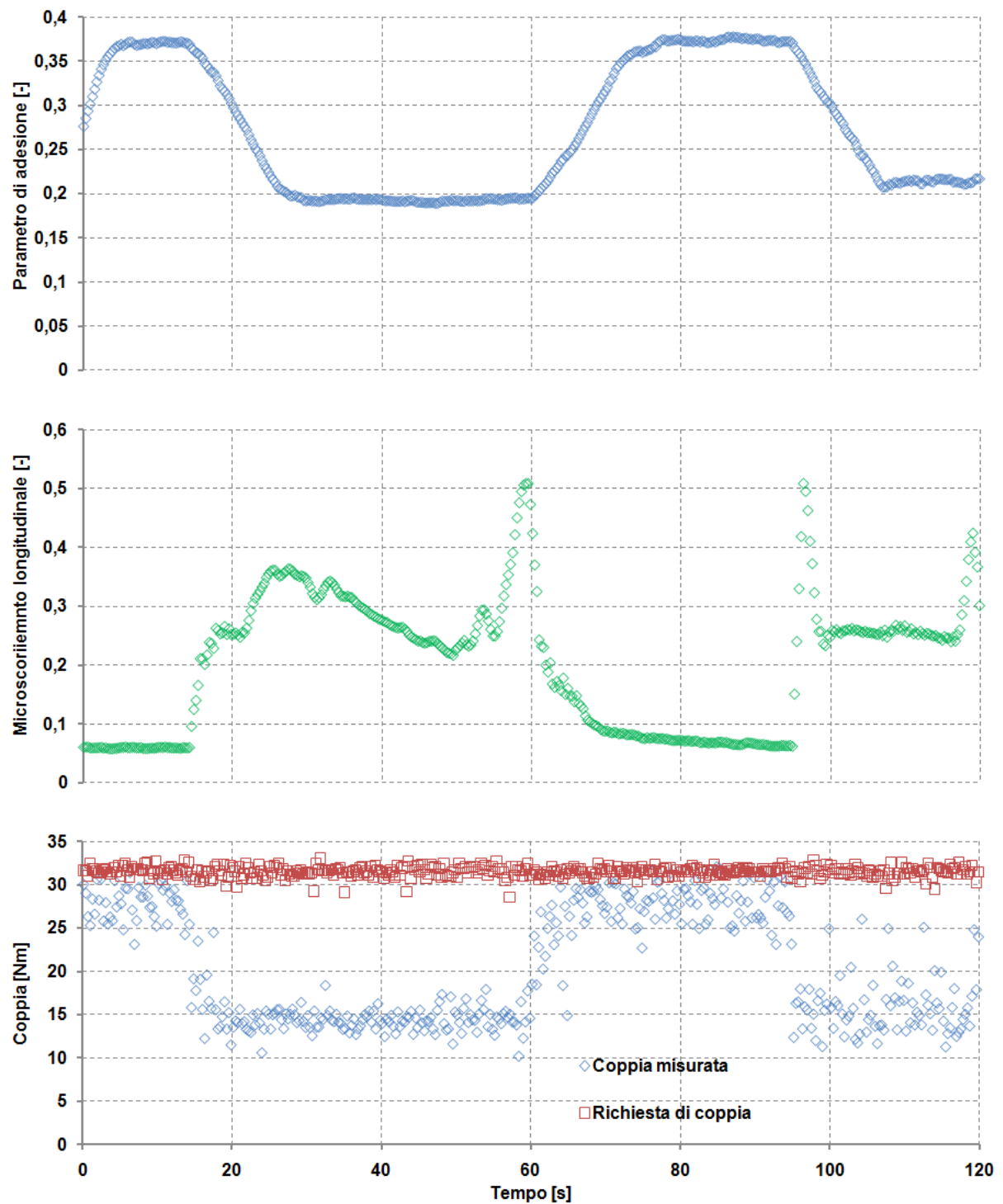


Fig. 68: Prova in condizioni di asciutto/bagnato con velocità di riferimento costante (160 rpm) e richiesta di coppia pari al 70% della coppia massima.

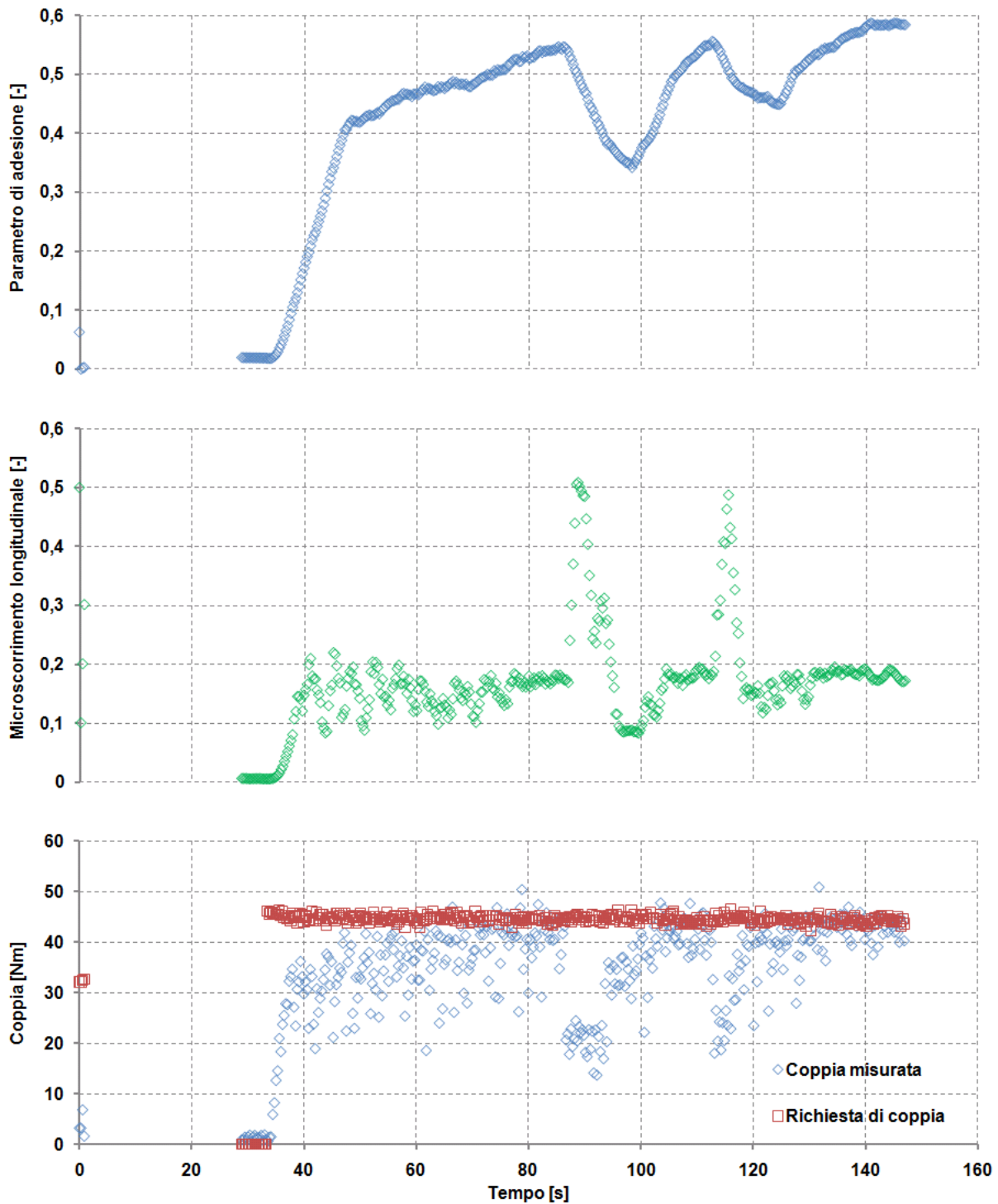


Fig. 69: Prova in condizioni di asciutto/bagnato con velocità di riferimento costante (160 rpm) e richiesta di coppia pari al 100% della coppia massima.

3.1.3. Validazione sperimentale dell'algoritmo di usura

Il banco prova Roller-Rig è stato utilizzato per validare l'algoritmo di usura presentato nel capitolo 2. Questo permette di modificare la geometria di ruota e rullo durante la prova per valutare l'evoluzione del profilo nel tempo. Il banco prova è stato utilizzato con la stessa configurazione meccanica, che è stata utilizzata per le prove di adesione [52]. Anche in questo caso, infatti, il banco è costituito da una sala singola supportata da due rulli che sono indipendentemente motorizzati; controllando uno dei due rulli in velocità e l'altro in coppia è possibile imporre un determinato scorrimento tra ruota e rullo.

L'algoritmo di contatto RTCONTACT, che include il modulo per il calcolo dell'usura, è stato compilato in un sistema real-time in maniera da poter calcolare l'usura dei profili in tempo reale durante la prova e, utilizzando direttamente i dati misurati sul Roller-Rig. Il banco prova dispone anche di un profilometro laser, appositamente progettato (vedi Fig. 70), che permette di rilevare il profilo di ruota e rullo con una risoluzione di $0.1\ \mu\text{m}$. In questo modo è possibile confrontare i profili stimati dall'algoritmo di usura con quelli misurati dopo le prove sperimentali. Prima di iniziare le prove di usura si misurano i profili di ruote e rulli sul Roller-Rig, e i profili misurati sono poi utilizzati dall'algoritmo RTCONTACT come profili iniziali. Durante la prova l'algoritmo di usura modifica la geometria dei profili sulla base dell'usura calcolata e dopo un prefissato periodo di tempo, la prova viene interrotta e i profili di ruote e rulli vengono nuovamente rilevati sul Roller-Rig. Questi vengono, quindi, confrontati con quelli predetti dall'algoritmo di usura.

Il metodo proposto in questa sezione permette di effettuare studi sull'usura di profili ruota/rotaia in modo più rapido ed economico rispetto ad altre tecniche che sono comunemente adottate. In campo ferroviario l'approccio normalmente utilizzato per effettuare prove di adesione e usura è l'impiego di sistemi pin-on-disk [53], [54] e di sistemi twin-disk. Il concetto di sistema twin-disk è molto simile a quello di Roller-Rig e può essere utilizzato sia per indagini sull'adesione [55] sia per la valutazione dell'usura [56], [57], [58]. La maggior parte delle prove effettuate per la validazione di modelli di usura e per la determinazione delle proprietà di materiali (utilizzati per la costruzione di ruote e rotaie) sono state condotte su questo sistema.

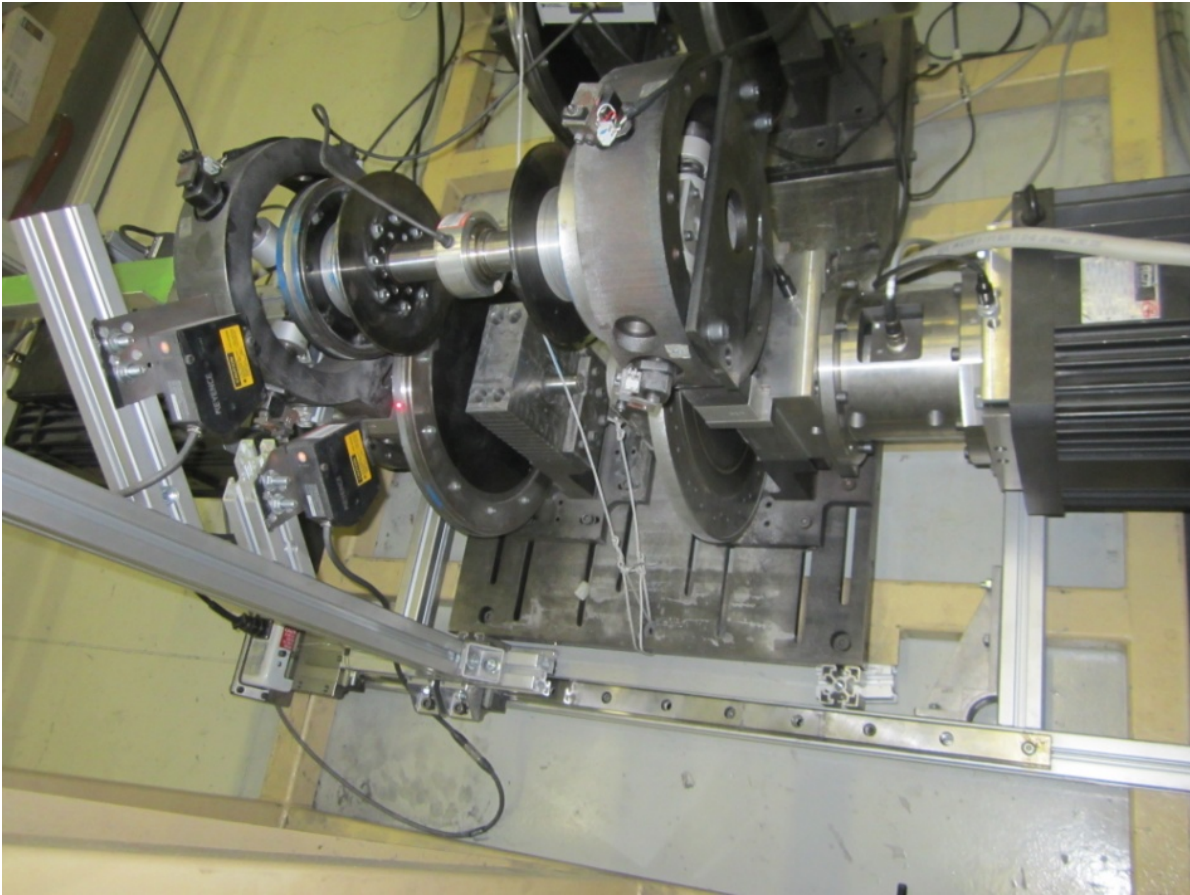


Fig. 70: Dettaglio del sistema utilizzato per l'acquisizione dei profili di ruota e rullo.

Esso consiste di due rulli cilindrici premuti l'uno contro l'altro e rotanti in modo tale da avere differente velocità periferica. Variando la velocità relativa tra i rulli e la pressione di contatto è possibile condurre prove in diverse condizioni operative. Le prove effettuate con il sistema pin-on-disk non possono essere direttamente rapportate con quelle di un veicolo ferroviario in quanto le geometrie a contatto e i microscorrimenti sono completamente differenti. Perciò questo metodo richiede un modello numerico per valutare l'effetto dello scorrimento e della distribuzione di pressione che si presenta tra ruota e rotaia. Di conseguenza gli errori e le semplificazioni presenti nel modello numerico influenzano le previsioni di usura, perciò il sistema pin-on-disk non può essere utilizzato per la validazione di modelli numerici di usura. Dal punto di vista teorico il metodo migliore per validare un modello di adesione o di usura sarebbe il confronto con prove ottenute su tracciato e con l'utilizzo di un veicolo reale. Questo metodo, però, richiede importanti investimenti a causa dell'occupazione della linea ferroviaria, della strumentazione del

veicolo e della necessità di disporre di un veicolo di misura per la valutazione delle condizioni del tracciato prima di effettuare le prove. Perciò, le prove su tracciato sono utilizzate solamente o per lo studio dell'usura delle ruote [59], [60] o per prove di adesione [43], [61], necessarie per la messa a punto e calibrazione di sistemi anti-slittamento e anti-pattinaggio.

Un'alternativa alle prove su tracciato consiste nell'utilizzo di Roller-Rig in scala reale. Questo approccio, già adottato da Carter all'inizio del diciannovesimo secolo per prove d'adesione su locomotive [5], ha il grande beneficio di poter effettuare le prove in laboratorio senza dover impegnare la linea ferroviaria. Le prove possono essere condotte sia su veicolo reale [62] sia su sala singola [63] e la strumentazione del banco prova permette di avere una buona accuratezza e ripetibilità dei risultati. Le prove condotte su banchi prova in scala reale sono però molto onerose in termini di tempo e costi diretti. Perciò, l'utilizzo di banchi prova Roller-Rig in scala, già utilizzati da molti autori per indagini dinamiche su veicoli ferroviari [46], può rappresentare una valida alternativa. Questo metodo può considerarsi una soluzione intermedia tra i sistemi twin-disk e i banchi prova Roller-Rig in scala reale. I benefici consistono in una netta riduzione dei costi e del tempo necessario per effettuare le prove, mantenendo però le caratteristiche geometriche del sistema ferroviario. Bisogna però considerare che questo sistema richiede un complesso metodo di scalatura per ottenere risultati equivalenti a quelli del veicolo su tracciato e introduce errori intrinseci a causa della curvatura dei rulli [64], [36], [35]. Questo sistema può, quindi, essere utilizzato per una prima validazione di modelli di adesione e usura ruota/rotaia.

3.1.3.1. Prove sperimentali di usura

Le prove di usura sono state eseguite partendo con i rulli che ruotano alla stessa velocità, successivamente la velocità di uno dei due rulli viene diminuita fino ad un certo valore che viene mantenuto costante per il resto della prova. Le prove sono state effettuate utilizzando materiali più teneri di quelli che sono comunemente adottati per la costruzione di ruote e rotaie al fine di ridurre il tempo di prova. Questa scelta non compromette in alcun modo la validazione dell'algoritmo di usura, ma ne

consente una rapida validazione (questa richiede di eseguire prove per diversi livelli di scorrimento).

I profili ruota sono conici poiché attualmente il modello di usura sviluppato è valido solamente per il caso in cui si abbia contatto sulla tavola di rotolamento; infatti, il tasso di usura è differente sulla tavola di rotolamento rispetto alla flangia. La conicità del profilo ruota è di 0,036 rad ed è stata costruita in acciaio Fe360 con una durezza superficiale di 100 HB. I rulli hanno invece un profilo che riproduce in scala esattamente il profilo UIC60 posato ad 1/20 e sono stati costruiti in acciaio Fe510 con durezza superficiale di 160 HB.

La campagna di prove di usura è riassunta in Tab. 8, dove sono anche riportati i parametri di ciascuna prova.

Prova	Scorrimento	Velocità di riferimento [rpm]	Carico verticale ruota [kg]	Spazio percorso [km]
1	0.25	500	53	21.8
2	0.05	500	50	17
3	0.05	500	50	23.1
4	0.1	500	48	35.47
5	0.15	250	43	10.2

Tab. 8: Sintesi delle prove di usura effettuate sul banco prova Roller-Rig con profili ruota conici.

Osservando la Tab. 8 si può osservare che lo scorrimento durante ogni prova è mantenuto costante, così come il carico verticale.

3.1.3.2. Risultati sperimentali delle prove di usura

In questa sezione si riportano i risultati relativi alle prove di usura, sintetizzate in Tab. 8, e tali risultati in termini di forma dei profili ruota/rullo sono confrontati con quelli predetti dall'algoritmo di usura. In Fig. 71.a si riporta il profilo iniziale della ruota acquisito mediante il profilometro laser; questo profilo è quello che utilizza l'algoritmo di usura come profilo iniziale. L'algoritmo di usura, infatti, modifica la geometria di tale profilo sulla base del tasso di usura, che viene calcolato facendo riferimento ai dati acquisiti in tempo reale sul Roller-Rig. In ciascuna prova successiva (vedi Tab. 8), l'algoritmo di usura utilizza come profilo iniziale l'ultimo profilo misurato, che

corrisponde a quello acquisito alla fine della prova precedente; in questo modo si ottiene una miglior convergenza tra i risultati numerici e quelli sperimentali e si evita che una stima errata dell'usura di un profilo alteri completamente i risultati. Questa procedura, inoltre, permette di calibrare i coefficienti di Archard (vedi Tab. 3) tra una prova e l'altra. In Fig. 71, infatti, si può notare che un miglior accordo numerico - sperimentale si ha nelle ultime due prove e questo proprio grazie alla procedura di calibrazione dei coefficienti di Archard. Il profilo rullo iniziale è riportato in Fig. 72.a e anche per quanto riguarda il profilo rullo si ottiene una buona sovrapposizione tra i profili misurati e quelli predetti dall'algoritmo di usura. I punti del profilo che presentano maggiori differenze sono quelli dove si ha usura localizzata. Il modello numerico, infatti, evidenzia fenomeni di usura localizzata in specifiche zone del profilo che non sono confermate dai risultati sperimentali. Dato che il valore di microscorrimento è diverso tra una prova e l'altra si ha un diverso tasso di usura e questo causa una diversa rugosità superficiale dei profili usurati. In Fig. 73 si riporta un confronto della superficie del profilo ruota dopo la prova con scorrimento $\xi=0.25$ e dopo la prova con scorrimento $\xi=0.05$. Questa differenza in termini di rugosità superficiale dopo queste due prove è causata da un diverso regime di usura, che influenza le modalità con cui il materiale viene rimosso dal profilo.

I risultati numerici ottenuti dalle prove di usura non concordano perfettamente con quelli sperimentali. Infatti, nel caso di usura del profilo ruota per un valore molto basso di usura (0.05) il modello numerico sovrastima l'usura rispetto al caso reale, vedi Fig. 71.d. Considerando invece il profilo del rullo, il modello numerico stima zone del profilo con usura localizzata che però non sono confermate dai risultati sperimentali. In generale, però, i risultati relativi al profilo rullo sono molto più accurati rispetto a quelli relativi ai profili ruota. I risultati sono comunque soddisfacenti in quanto il modello numerico stima bene le zone in cui si presenta usura e la stima del volume di materiale rimosso dal profilo è molto simile al volume realmente asportato. Inoltre, il modello di usura, descritto nel capitolo 2, può essere esteso a differenti tipologie di profilo e materiale semplicemente modificando la Tab. 3 relativa ai coefficienti di Archard.

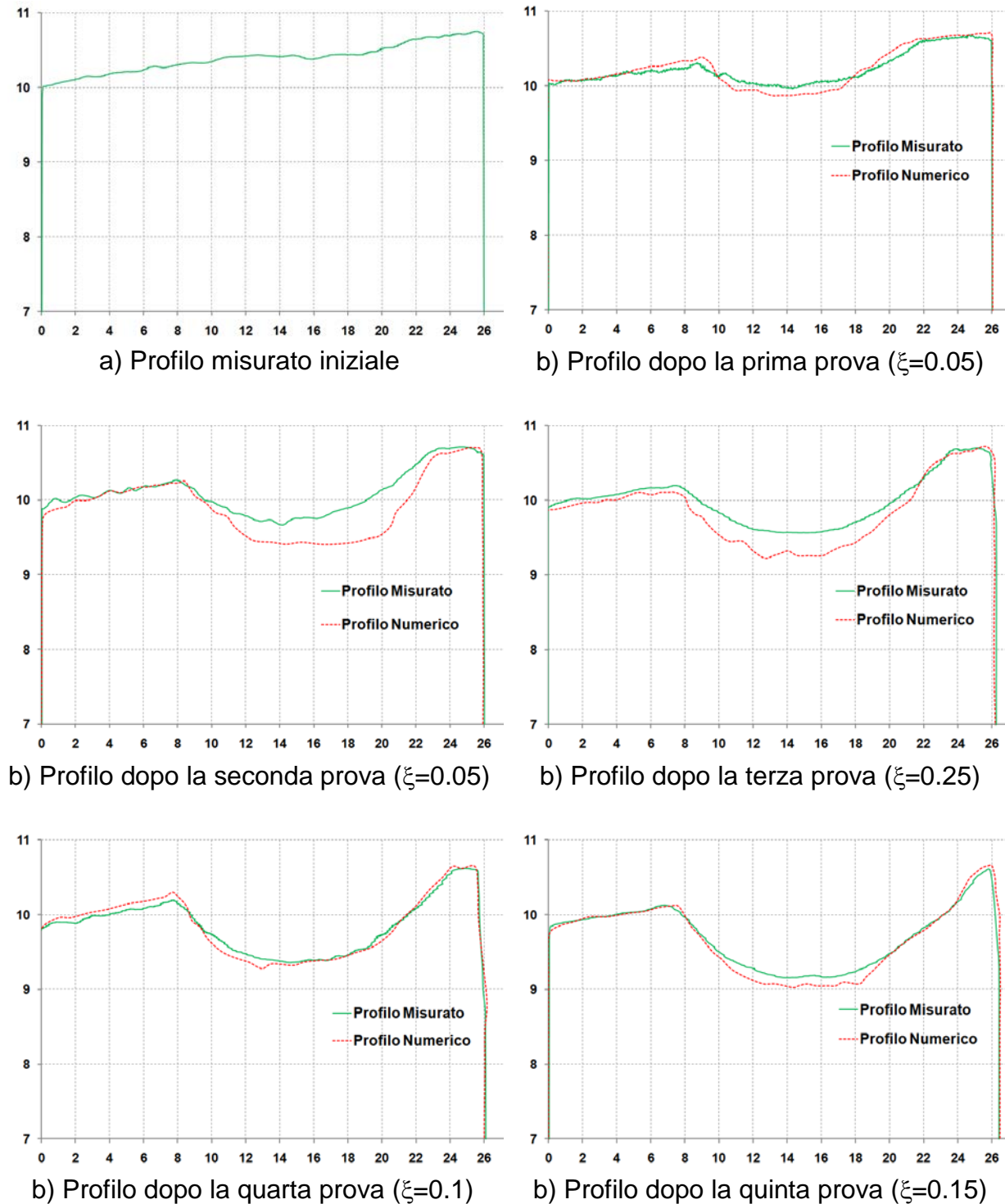
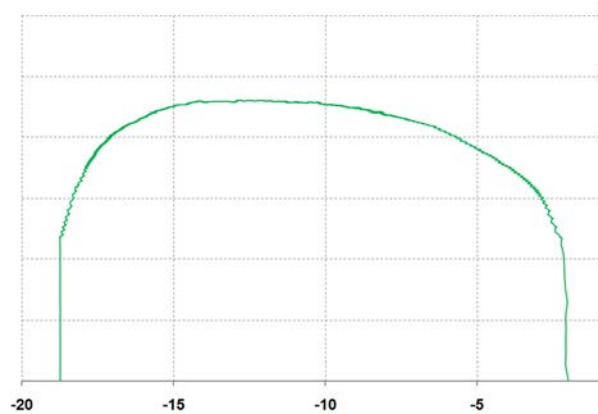


Fig. 71: Forma del profilo ruota dopo le prove (le unità sono in mm): confronto dei risultati numerici e sperimentali (tutte le prove sono state effettuate con una velocità di riferimento di 500 rpm fatta eccezione per l'ultima, eseguita a 250 rpm).



a) Profilo misurato iniziale

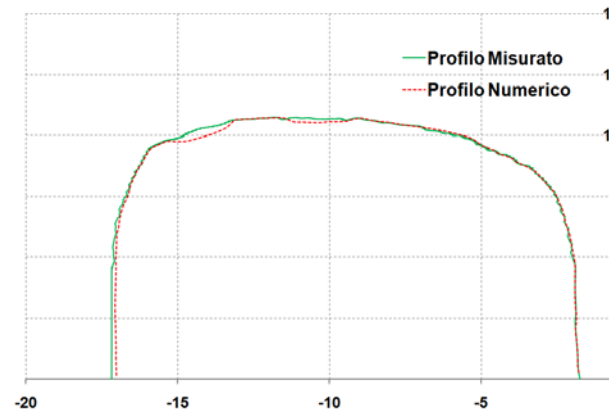
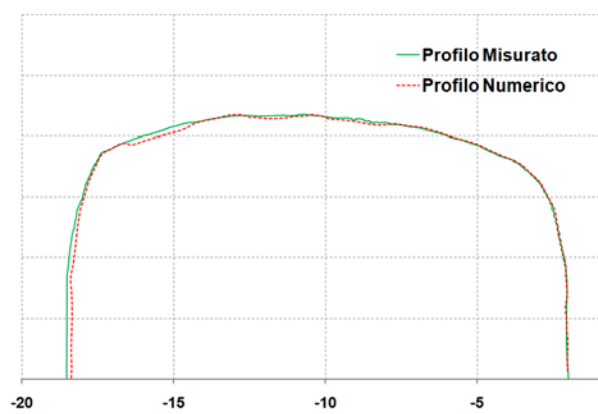
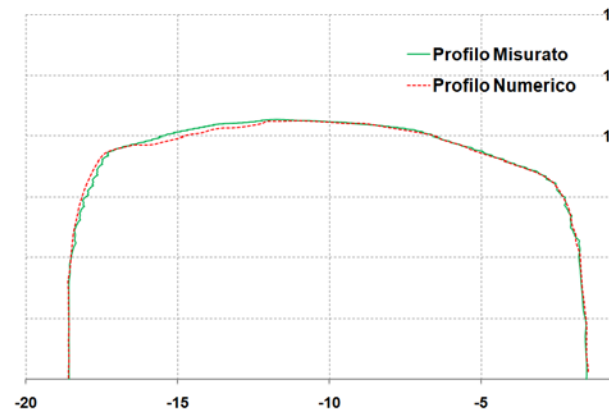
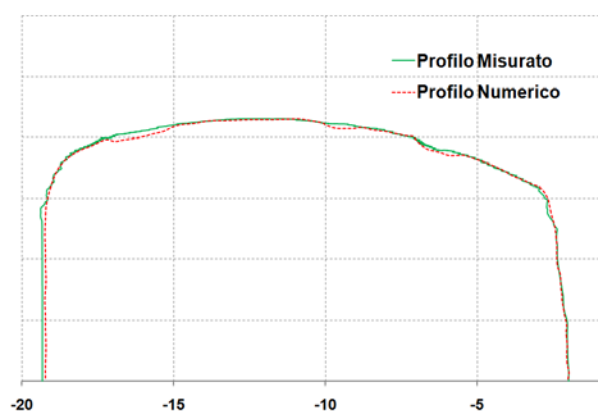
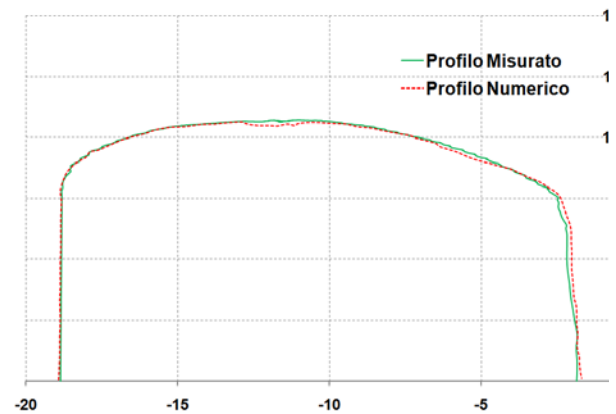
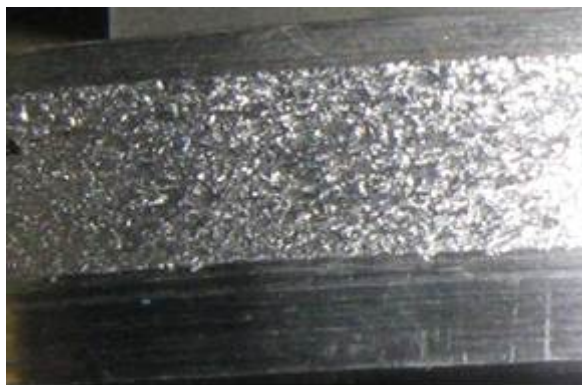
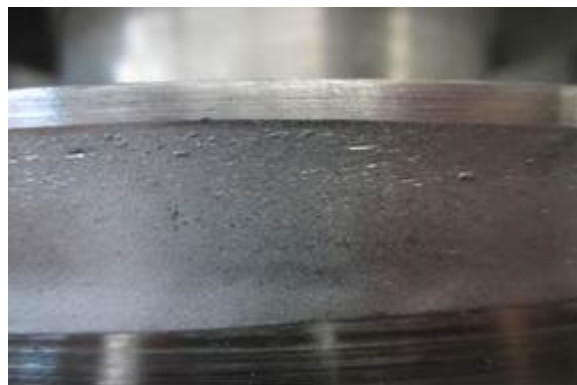
b) Profilo dopo la prima prova ($\xi=0.05$)b) Profilo dopo la seconda prova ($\xi=0.05$)b) Profilo dopo la terza prova ($\xi=0.25$)b) Profilo dopo la quarta prova ($\xi=0.1$)b) Profilo dopo la quinta prova ($\xi=0.15$)

Fig. 72: Forma del profilo rullo dopo le prove (le unità sono in mm): confronto dei risultati numerici e sperimentali (tutte le prove sono state effettuate con una velocità di riferimento di 500 rpm fatta eccezione per l'ultima, eseguita a 250 rpm).

a) Profilo ruota dopo la prima prova ($\xi=0.25$)b) Profilo ruota dopo la terza prova ($\xi=0.05$)**Fig. 73: Superficie del profilo ruota dopo le prove con scorrimento di 0.25 e 0.05.**

3.2. Il banco prova boccole

Al fine di poter testare il sistema di monitoraggio sviluppato durante l'attività di ricerca è stato sviluppato un banco prova boccole, che permette di testare cuscinetti con diverse tipologie di danneggiamento. Il banco è sostanzialmente costituito da una boccola in scala 1:1 che è motorizzata mediante un motore elettrico sincrono trifase (brushless), vedi Fig. 74. La boccola installata nella prima versione del banco prova è una boccola utilizzata per carrelli merci di tipo Y25. La boccola è installata "a testa in giù" rispetto a quando montata sul carrello e il lato che poggia sulla piastra di fissaggio alla struttura esterna è stato opportunamente lavorato al fine di garantire un corretto appoggio con il basamento. La boccola è mantenuta in posizione mediante due tiranti verticali, vedi Fig. 75. Al fine di ridurre i pesi e gli ingombri del banco prova è stato mantenuto in scala reale solamente la porzione di assile che si accoppia con i cuscinetti, mentre l'albero che si collega al motore ha un diametro ridotto e pari a 24 mm. I due alberi sono collegati mediante un apposito giunto flangiato che ne permette la trasmissione di coppia, vedi Fig. 76.

In Fig. 77 si riporta il disegno costruttivo del giunto dove si può notare la parte flangiata che funge da collegamento con la porzione di assile, e la parte cava che serve per l'innesto dell'albero motore; in questo caso la trasmissione della coppia è garantita da una linguetta, mentre il bloccaggio assiale dell'albero è garantito da due grani disposti a 45°, che insistono sull'albero più piccolo bloccandolo assialmente rispetto al giunto.

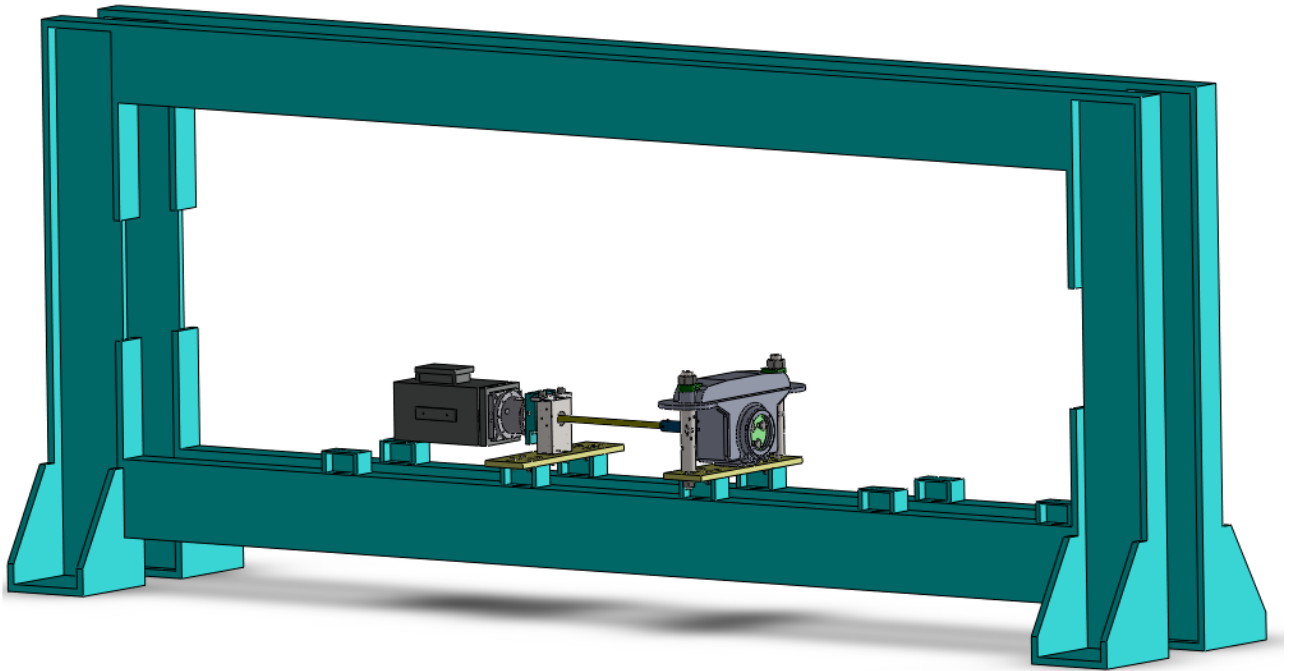


Fig. 74: Assieme del banco prova boccole.

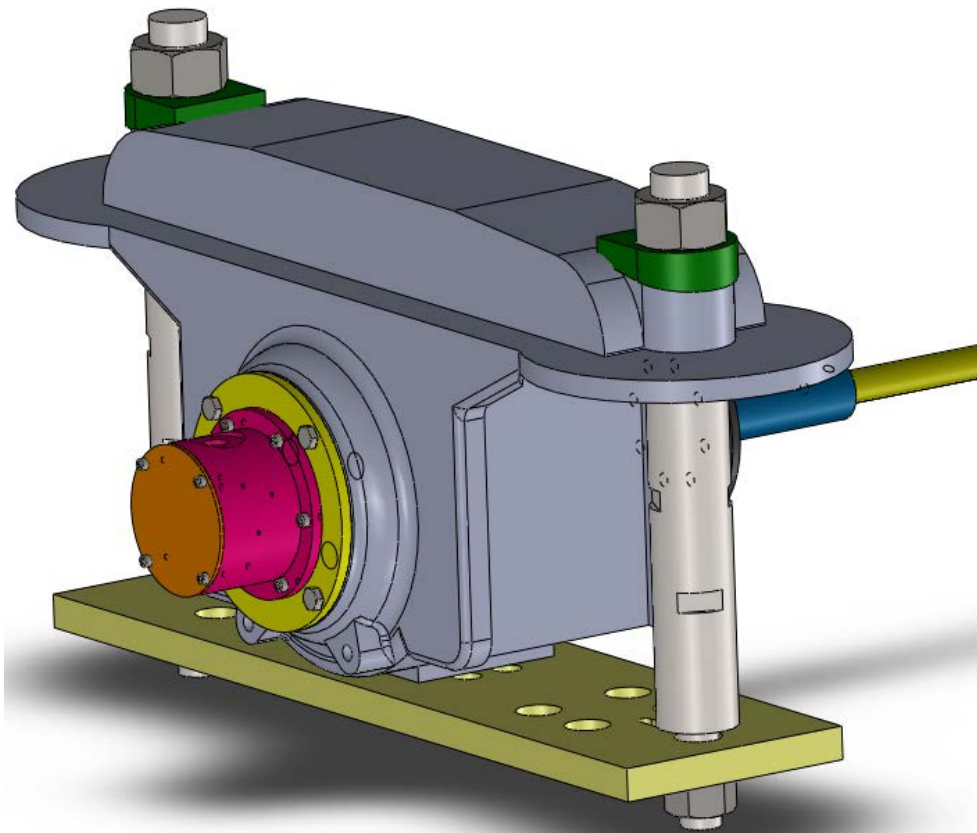


Fig. 75: Dettaglio del sistema di attacco della boccola alla piastra del basamento.

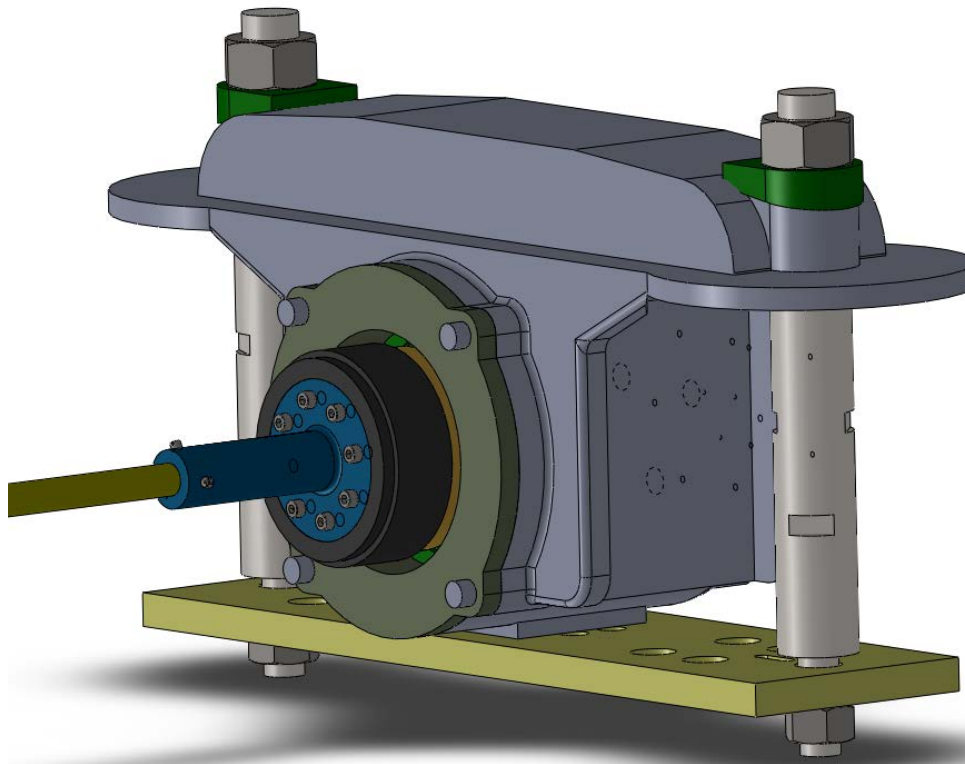


Fig. 76: Giunto di collegamento dell'albero motore con l'assile.

Per quanto riguarda il lato motore l'albero più piccolo non è direttamente collegato al motore, infatti, si innesta su un giunto elastico che è a sua volta collegato al torsionometro, vedi Fig. 78. Il giunto elastico permette una certa mobilità dell'albero rispetto al motore e garantisce una buona flessibilità al sistema anche in caso di picchi di coppia.

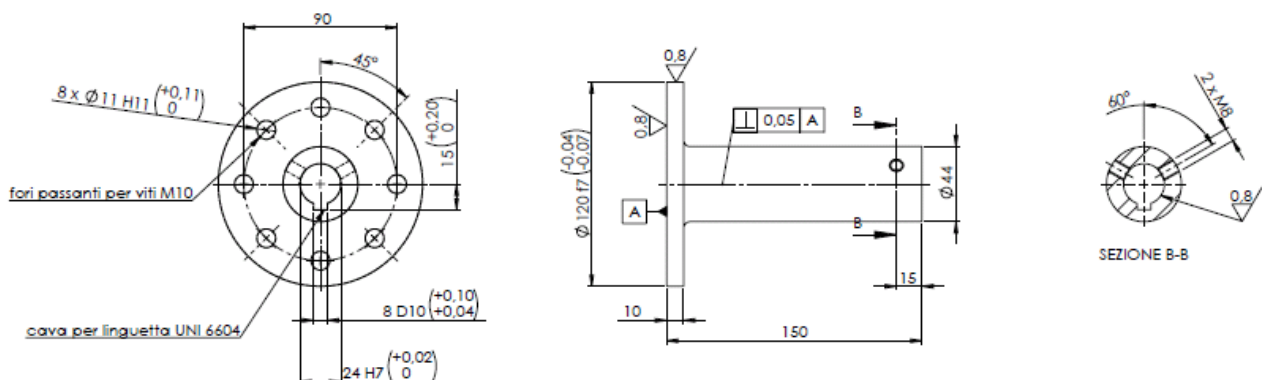


Fig. 77: Disegno costruttivo del giunto di collegamento dell'albero motore con l'assile.

Il motore è montato a sbalzo ed è interamente sorretto dalla boccola, vedi Fig. 79. Il carico verticale viene scaricato per mezzo della flangia superiore tramite due bulloni M20 ed una serie di bulloni M5; il sistema di centraggio è costituito dalla flangia di centraggio che si accoppia con precisione sulla boccola del banco e trasmette il carico alla flangia superiore. Questa presenta due fori laterali simmetrici per poter accedere, mediante chiave a brugola, al giunto interno.

Il manicotto di centraggio è l'elemento centrale che collega la flangia motore alla flangia di centraggio, e ospita al suo interno il torsionometro e i giunti elastici. Sulla parte superiore del manicotto è presente uno scasso che permette di far uscire il connettore elettrico del torsionometro. La flangia motore trasmette il carico del motore sul manicotto e presenta 8 fori M10 ripartiti sulle 4 facce in modo da permettere un possibile attacco per supportare il motore diversamente nel caso lo si impieghi in altre applicazioni.

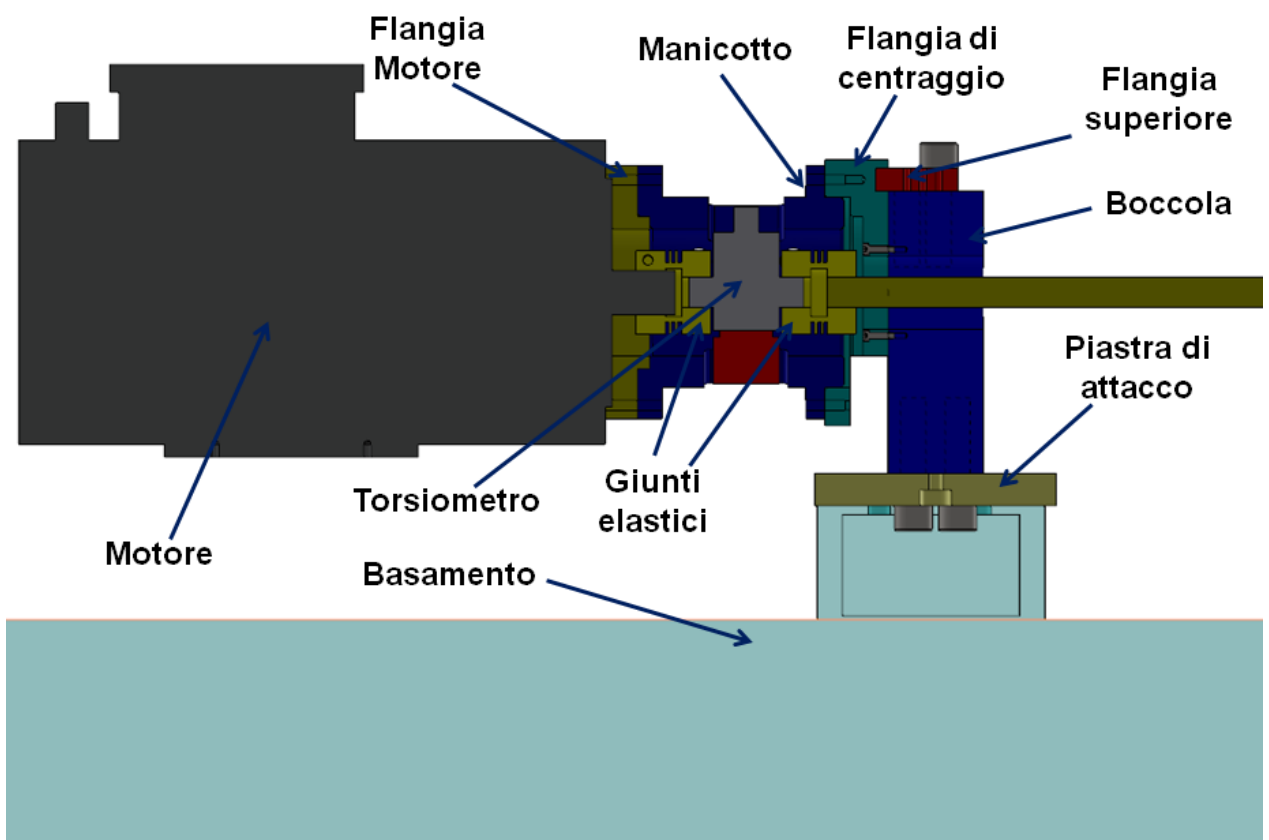


Fig. 78: Sistema di supporto del motore con dettaglio del collegamento al torsionometro.

Il motore è controllato mediante lo stesso azionamento (fornito da Control Techniques) utilizzato per il controllo dei motori del banco prova Roller-Rig, e permette di controllare il motore o in coppia o in velocità. Il banco non permette di caricare radialmente i cuscinetti, ma questo non ne compromette la funzionalità; il banco, infatti, serve per verificare gli algoritmi diagnostici da utilizzare nel sistema di monitoraggio. Questi algoritmi sono utilizzati per valutare lo stato del cuscinetto e, quindi, il banco è utilizzato per valutare se questi algoritmi sono in grado di rilevare diverse tipologie di anomalie. Per questa attività è evidente che il carico verticale non ha un effetto importante, infatti, i difetti vengono rilevati sullo spettro in frequenza delle accelerazioni misurate sulla boccola, e, le frequenze proprie dei difetti dipendono esclusivamente dalla tipologia di difetto e dalla velocità di rotazione dell'albero. Attualmente il banco prova non è ancora stato installato, ma i componenti sono già stati realizzati. Il banco, dopo la messa in opera, sarà dunque utilizzato per testare gli algoritmi diagnostici utilizzati nel sistema di monitoraggio.

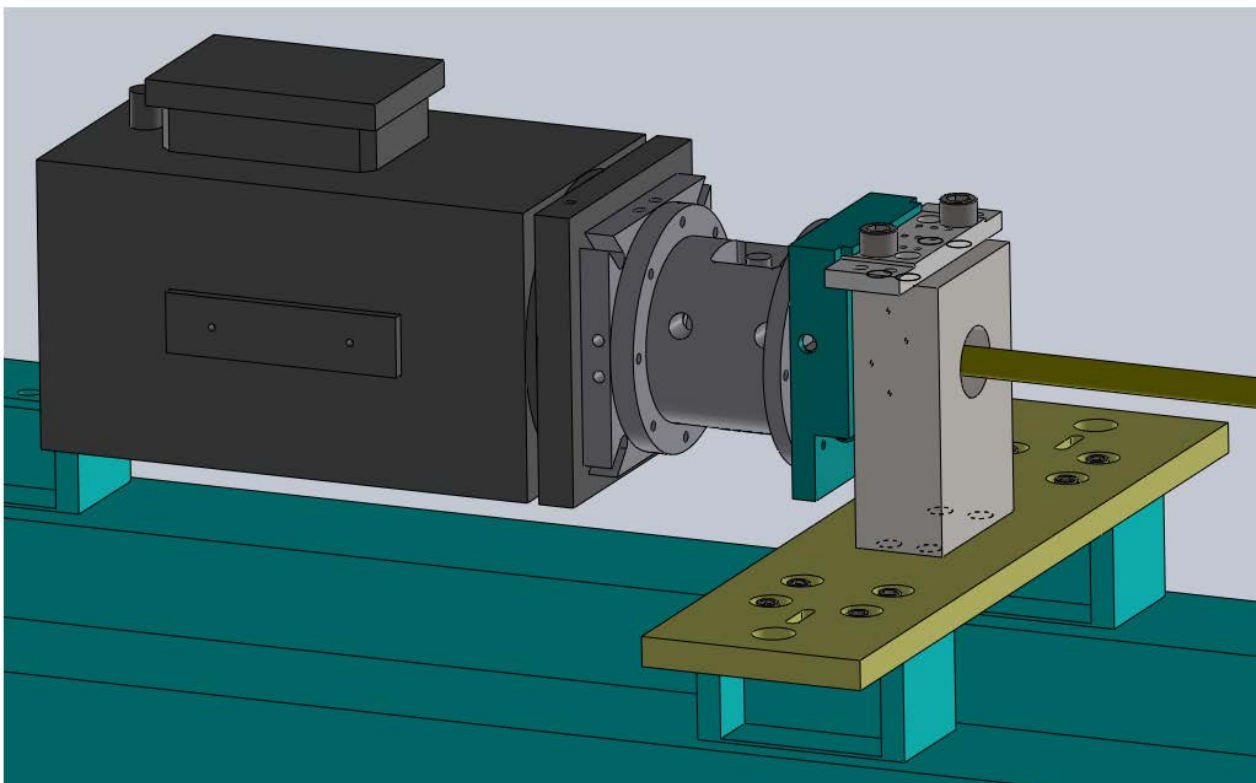


Fig. 79: Vista 3D del motore e del sistema di attacco al basamento.

3.3. Il banco prova sedili

Nell'ambito dello sviluppo del sistema di monitoraggio è previsto di valutare un indice che valuti in tempo reale il comfort percepito dal passeggero. L'indice di comfort oltre a valutare il comfort percepito dal passeggero consente di valutare le condizioni di marcia del veicolo, specialmente in termini di accelerazione laterale massima. Un degradamento dell'indice di comfort può, infatti, indicare problemi o legati al cedimento strutturale di qualche componente del veicolo (sospensione primaria, secondaria, ecc.) o problemi legati a difetti del tracciato.

Nel veicolo ferroviario il problema del comfort vibratorio è di particolare importanza, specialmente per via della maggiore durata del viaggio su questa tipologia di trasporto rispetto ad altre modalità. Per questa ragione una grande attenzione è sempre stata data ad una attenta progettazione del veicolo con la finalità di ridurre le vibrazioni, specialmente nella banda di frequenza per la quale il corpo umano evidenzia una maggiore sensibilità (1-8 Hz [65], [66]). Ciò ha portato a sviluppare veicoli equipaggiati con sospensioni bi-stadio con ben precisi valori di smorzamento ottenuti mediante l'uso di smorzatori viscosi indipendenti per le varie direzioni.

Le norme attuali [67], [68], [69] prevedono di strumentare il pavimento della carrozza al fine di valutarne gli indici di comfort ed è importante notare come la norma UIC 518 [68] si limiti a prescrivere la necessità di effettuare test per definire la qualità di marcia. Quest'ultima è funzione delle accelerazioni verticali e trasversali misurate in cassa, in corrispondenza dei carrelli. Le normative, quindi, non considerano la presenza del sedile che ha un'influenza importante sul comfort del passeggero [68], [69]; la sensazione di benessere del passeggero è, infatti, fortemente influenzata dalla tipologia e dalle caratteristiche del sedile impiegato [70], [71]. La scelta normativa è giustificabile dal fatto che è comunque necessario garantire un buon livello di comfort per i passeggeri in piedi, tuttavia è importante, nell'ottica di garantire un servizio di maggiore livello qualitativo, poter disporre di strumenti atti a realizzare sedili ad elevato comfort e di qualificare i risultati raggiunti mediante prove affidabili e significative. Questo capitolo è focalizzato sullo studio di banchi prova atti a fornire utili informazioni per la valutazione dell'indice di comfort e per la progettazione di

sedili ad elevata ergonomia. Nel caso dei sedili di impiego ferroviario, ad eccezione del sedile impiegato dal macchinista, che è talvolta dotato di un'ulteriore sospensione o di elementi strutturali ad elevata flessibilità, il sedile è normalmente costituito da una struttura portante rigida, direttamente fissata alla struttura del pavimento del veicolo e da una parte flessibile costituita da una schiuma fissata alla parte rigida. Per questa ragione uno degli aspetti di maggiore rilevanza nella progettazione del sedile è costituita dalle scelte progettuali legate alle caratteristiche ed alla geometria della schiuma impiegata. Le prove previste per le schiume, secondo le normative ferroviarie, servono unicamente a raccogliere informazioni riguardo le caratteristiche meccaniche. Dati non sufficienti a costruire efficienti modelli numerici atti ad effettuare un'analisi dinamica o strutturale del comportamento del sedile sotto l'effetto di carichi ciclici analoghi a quelli di esercizio. Per questa ragione, allo scopo di fornire un utile ausilio alla progettazione dei sedili ferroviari, sono stati progettati e realizzati due diversi banchi prova. Il primo banco, vedi Fig. 80 è stato studiato per effettuare prove su campioni di schiuma, e permettere, quindi, la realizzazione di modelli numerici accurati. Il secondo banco è stato, invece, progettato per consentire l'applicazione al sedile di oscillazioni analoghe a quelle presenti sul veicolo ferroviario di riferimento. Si tratta di un innovativo banco prova sedili, vedi Fig. 81, avente quattro gradi di libertà opportunamente scelti al fine di riprodurre fedelmente i movimenti della cassa ferroviaria cui il sedile è vincolato. I movimenti vengono realizzati mediante quattro motori brushless ad asse cavo e viti a ricircolo di sfere. Gli azionamenti sono programmati per riprodurre gli spostamenti del sedile come se fosse installato sul veicolo, possono essere introdotti spostamenti calcolati tramite simulazione numerica oppure mediante un campionamento reale. Il banco è progettato in modo tale da poter isolare e governare il moto di ogni singolo asse indipendentemente. La dinamica verticale, in direzione z , è garantita da due attuatori lineari in grado anche di simulare il moto di rollio che si presenta durante la marcia in curva del veicolo. La precisione degli spostamenti è garantita da viti a ricircolo di sfere denominate "a gioco 0" e da guide lineari ad alta precisione. Il moto longitudinale e laterale sono ottenuti mediante traslazioni rigide di due telai sovrapposti.

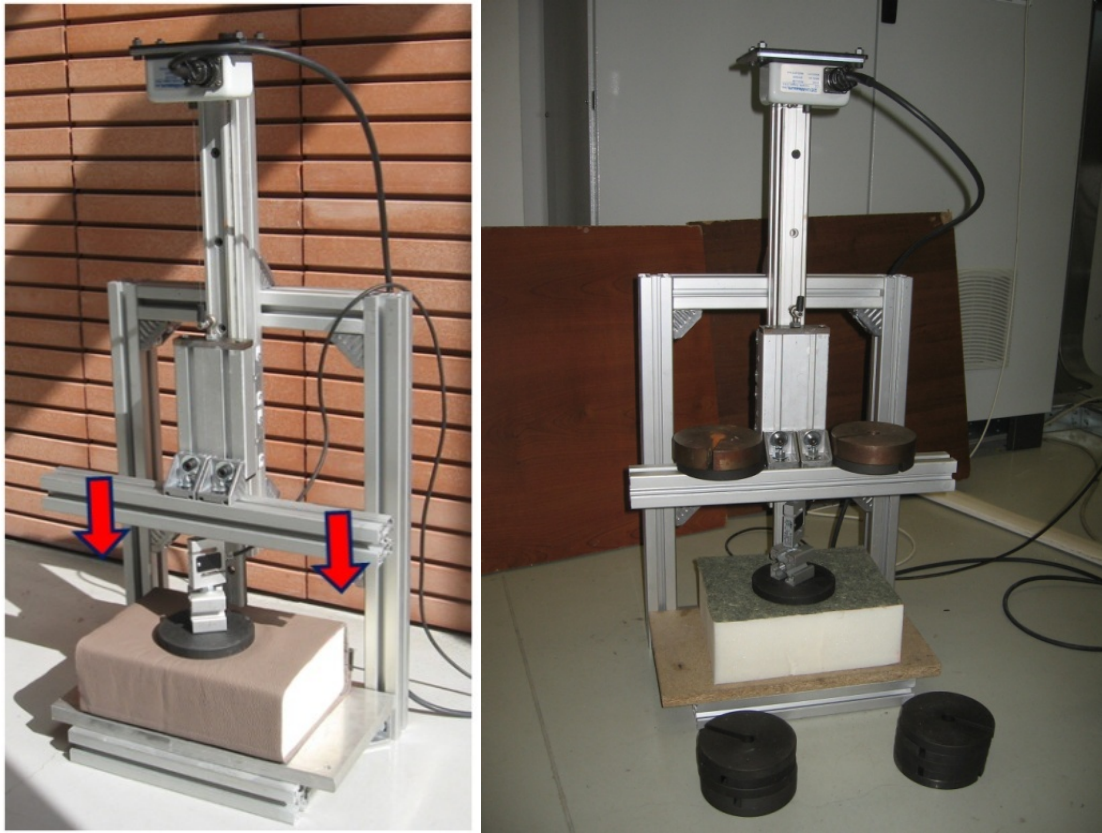


Fig. 80: Banco prova per lo caratterizzazione della schiuma di sedili ferroviari.

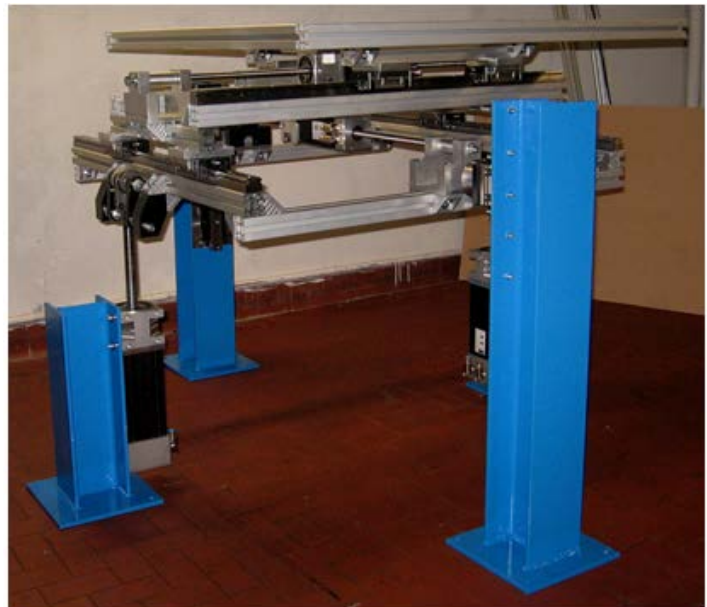
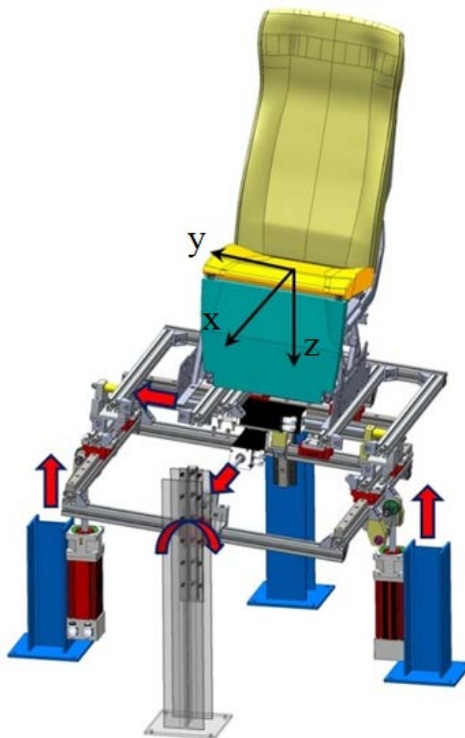


Fig. 81: Banco prova sedili a quattro gradi di libertà per riprodurre i movimenti della cassa.

3.3.1. Il banco prova schiume

La caratterizzazione della schiuma e dei materiali utilizzati per la costruzione del sedile rivestono una notevole importanza durante le fasi di progettazione e per questo motivo è stato progettato e realizzato un banco prova, visibile in Fig. 80, che permette di determinare le caratteristiche di rigidità del sistema formato dalla schiuma ed eventualmente dal suo rivestimento esterno. Il banco è composto da una guida verticale solidale ad un tastatore con superficie piana di contatto di dimensione nota. La forza esercitata da quest'ultimo sul provino viene misurata tramite una cella di carico. Il cedimento del campione viene valutato utilizzando un trasduttore di posizione potenziometrico. Utilizzando questo sistema è possibile valutare la rigidità specifica per unità di area del materiale che viene impiegato per la realizzazione del sedile.

La macchina di prova (Fig. 80) è costituita da una struttura modulare realizzata con tralicci in alluminio, un basamento su cui si posiziona il provino e una guida prismatica che garantisce la corretta direzione del carico. Sulla guida scorre un pattino a rulli su cui viene fissato, mediante una cella di carico, un tastatore opportunamente sagomato che può essere cambiato a seconda delle dimensioni del provino e del tipo di prova che si intende effettuare. In tal modo è possibile misurare durante la prova sia il carico trasmesso al provino sia lo spostamento del pattino e, quindi, il cedimento del provino. Le prove sono state effettuate applicando il carico manualmente sulla trave vincolata al pattino prismatico, la struttura è stata progettata anche con la possibilità di installare un attuatore elettrico lineare come quello utilizzato nel banco prova sedili illustrato nella prossima sezione.

I campioni di schiuma analizzati, che sono stati ricavati da una tipologia di schiuma tipicamente impiegata per la costruzione di sedili ferroviari, hanno le caratteristiche meccaniche riportate in Tab. 9. Considerando, quindi, un tipo di schiuma sono state ricavate 5 tipologie di provini a forma di parallelepipedo aventi le caratteristiche geometriche riportate in Tab. 10.

Nome	Poliuretano flessibile PFE2
Composizione	32.4% Isocianato e 67.6% Poliolo
Massa volumica	60 kg/m ³
Massa volumica apparente	61.6 kg/m ³
Carico di rottura a trazione	0.12 MPa
Allungamento a rottura	153%

Tab. 9: Caratteristiche meccaniche della schiuma.

Campione	L1	L2	H	Unità
Tipo 1	50	50	28	mm
Tipo 2	40	40	28	mm
Tipo 2b	40	45	14	mm
Tipo 3	80	50	20	mm
Tipo 4	60	60	30	mm

Tab. 10: Caratteristiche geometriche dei campioni di schiuma analizzati.

In Tab. 10 $L1$ e $L2$ sono la lunghezza e larghezza del campione mentre H è l'altezza del campione. Le prove di compressione sono di tipo uniassiale con velocità minore di 2 mm/s; ogni prova è stata eseguita comprimendo il provino fino alla riduzione dell'80% dell'altezza H .

La tensione di compressione è stata calcolata mediante l'Eq. 118 come il rapporto tra il carico F agente sul tastatore (la forza F è stata ottenuta sottraendo al valore misurato dalla cella di carico il valore del carico iniziale dovuto alla massa del tastatore e della cella) e l'area A su cui è applicato il carico. Per l'area A è stata considerata l'area di appoggio del tastatore appoggiato sul provino, o l'area del provino stesso nel caso sia minore.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (118)$$

La deformazione del provino può essere calcolata mediante l'Eq. 119, dove ΔH è la distanza misurata tra il punto in cui il tastatore viene accostato al provino ($\Delta H=0$) e il generico istante in cui si rileva il carico F . Si noti che H è l'altezza del provino indeformato.

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{H} \quad (119)$$

Le prove effettuate sono state condotte con cicli di carico e scarico in modo da evidenziare la differenza del comportamento della schiuma nelle due configurazioni.

In Fig. 82 si riporta il grafico tensione-deformazione che raccoglie i risultati ottenuti per i diversi provini.

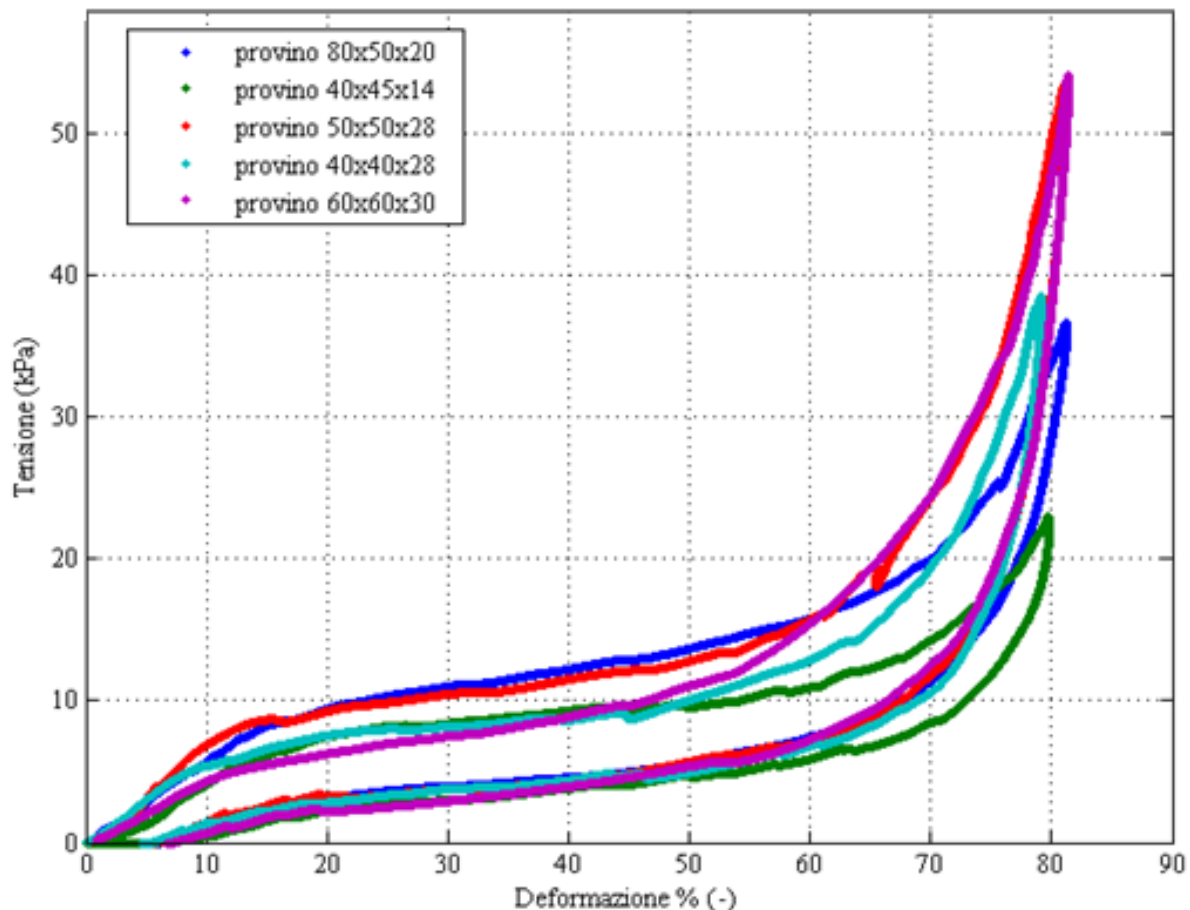


Fig. 82: Curva tensione-deformazione per diverse geometrie di provino.

Le prove effettuate evidenziano i tratti caratteristici delle schiume flessibili, prendendo come modello il campione tipo 3, riportato in Fig. 83 è possibile distinguere tre zone:

- l'area I detta "regione lineare": in questa zona la relazione tensione deformazione è lineare e segue il modello di Hooke. La deformazione della schiuma è governata dalla flessione delle pareti delle celle di schiuma.
- l'area II denominata "plateau": in questa zona la pendenza della curva tensione-deformazione è bassa e le deformazioni sono governate dal collasso delle celle di schiuma.

- l'area "III" detta di "densificazione": in questa zona la caratteristica diventa ripida e le pareti opposte delle singole celle entrano in contatto tra di loro; in sostanza si ha la compressione di un corpo solido.

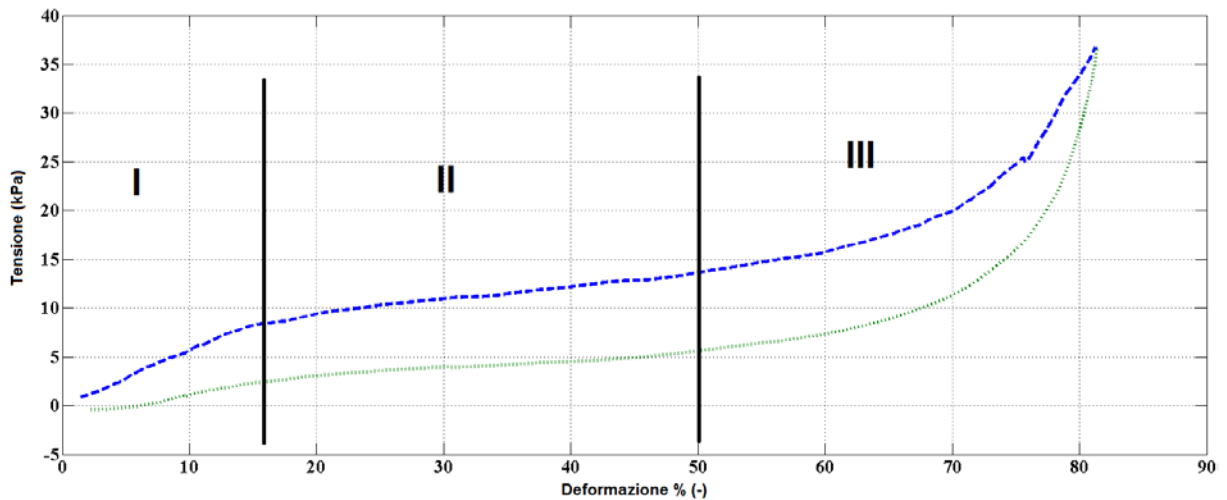


Fig. 83: Curva caratteristica delle schiume flessibili.

3.3.2. Il banco prova sedili

Lo scopo principale dell'attività di ricerca riguardante il comfort è la realizzazione di un banco prova che possa riprodurre le reali condizioni di comfort percepite dal passeggero sul sedile di un veicolo ferroviario. La normativa vigente [67], [68] analizza il comfort sul piano carrozza tramite i valori di accelerazione lungo le tre direzioni principali, vedi Fig. 81, per questo motivo il banco prova realizzato consente di poter alloggiare un sedile ferroviario, con relativo passeggero o manichino strumentato, e con la motilità nelle tre direzioni lineari x , y , z , oltre ad un movimento di rollio α per la simulazione del moto in curva.

I limiti di accelerazione percepiti e la frequenza delle sollecitazioni devono essere tali da non poter creare disagio al corpo umano e per questa ragione lo studio si è concentrato in un intervallo di frequenza compreso tra 0.5 Hz e 80 Hz, con speciale attenzione alla gamma compresa tra 1 Hz e 8 Hz. L'angolo massimo di rollio è stato calcolato in base alla massima sopraelevazione (160 mm) riferita allo scartamento standard (1435 mm). I vincoli cinematici che ne conseguono sono riportati in Tab. 11.

	Spostamento	Velocità	Accelerazione
Asse x	150 mm	0.1 m/s	-2 m/s ²
Asse y	150 mm	0.1 m/s	-2 m/s ²
Asse z	150 mm	0.1 m/s	-3 m/s ²
Rollio α	6.4°	-	-

Tab. 11: Caratteristiche cinematiche del banco prova sedili.

Risulta evidente, che l'esatta riproduzione del comportamento di un sedile ferroviario, richiederebbe spostamenti molto più ampi, specialmente nel piano orizzontale, tuttavia i grandi spostamenti sono associati a moti che si sviluppano con accelerazioni e con frequenze estremamente ridotte, tali da non essere percepite come un disagio dal corpo umano. Ci si è, quindi, limitati a studiare un banco operante entro i limiti di interesse del comfort del passeggero, in cui i movimenti sono stati limitati per tenere conto dei soli moti vibratori di interesse (nel campo di frequenza 0.5-80 Hz).

3.3.2.1. Sistema meccanico del banco prova sedili

Il banco è costituito da tre telai paralleli, sovrapposti, e in moto relativo tra loro. Il telaio superiore e quello intermedio sono motorizzati per realizzare le due traslazioni nel piano xy . Il livello inferiore, invece realizza il moto di rollio e verticale mediante una coppia di attuatori. La struttura del banco è stata realizzata con profilati di alluminio e i movimenti relativi dei telai sono consentiti da guide lineari ad alta precisione e da viti a ricircolo di sfere attuate da motori brushless ad asse cavo. Facendo riferimento alla Fig. 84, il telaio superiore (1) è utilizzato per realizzare il moto laterale (direzione y) e può traslare rispetto al telaio intermedio grazie a due guide (2) disposte su due lati del telaio. Il motore che consente tale moto (3) è fissato rigidamente al telaio superiore, mentre la vite a ricircolo di sfere (4) è vincolata al telaio intermedio (5).

Il telaio intermedio realizza il moto lungo l'asse longitudinale x e trasla lungo due guide lineari (6), montate su due lati opposti del telaio intermedio (8). Il motore (7), che realizza tale moto, è fissato al telaio intermedio e la relativa vite a ricircolo di sfere è vincolata al telaio inferiore. Infine il telaio inferiore consente il moto verticale z e la rotazione di rollio θ attorno all'asse x , quindi, questo telaio può traslare verticalmente lungo due guide lineari (10) che sono rigidamente collegate alla struttura esterna sui due lati del telaio inferiore.

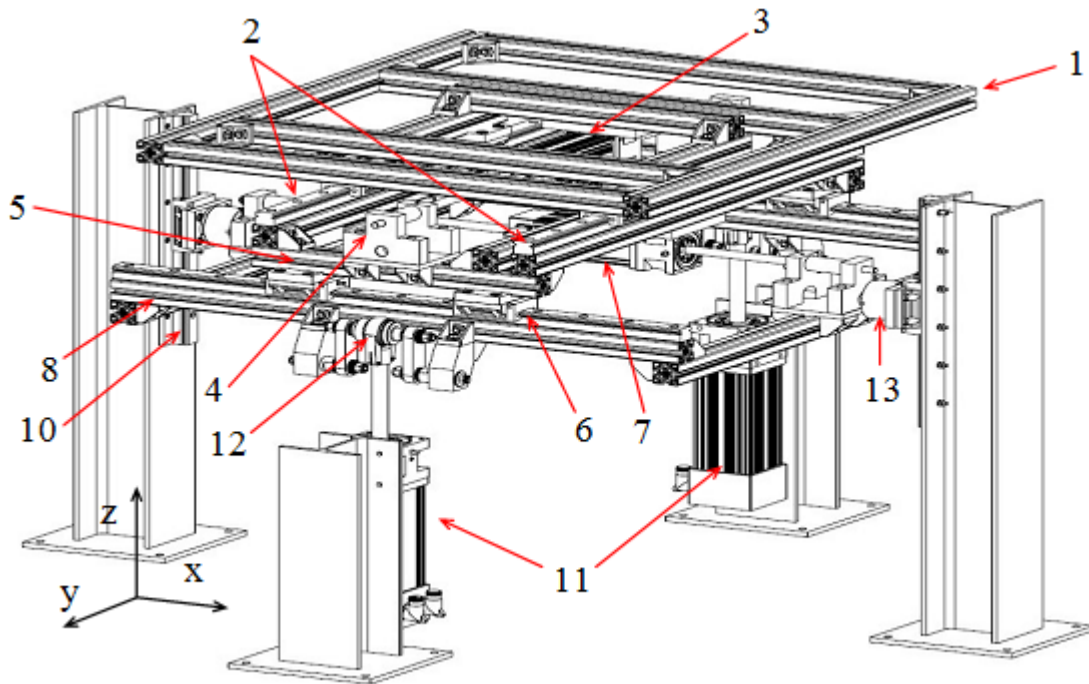


Fig. 84: Componenti del banco prova sedili.

Le viti a ricircolo di sfere dei motori verticali e le guide lineari del telaio inferiore sono collegate tra loro mediante un sistema basculante a due biellette (12). L'attuazione in direzione verticale è fornita da due motori (11) installati in direzione perpendicolare al telaio inferiore e vincolati rispetto alla struttura fissa esterna. Quando i due motori sono attuati nella stessa direzione si ottiene un moto di pura traslazione verticale, mentre quando sono attuati in direzioni opposte si ottiene il moto di rollio. Il rollio è garantito da due cerniere poste sulla mezzeria del telaio inferiore (13). Le due cerniere sono costituite da una coppia di cuscinetti a rulli conici con montaggio ad "O" in modo da poter garantire la trasmissione sia statica che dinamica del carico radiale ed assiale. Sul piede della cerniera è montato un pattino che scorre su una guida prismatica, in modo tale da poter garantire la traslazione verticale, vedi Fig. 85.

Per poter garantire il rollio è, inoltre, necessario che il fulcro, tra gli attuatori verticali ed il telaio inferiore, non sia fisso ma possa traslare nel piano xz. Per venir incontro a tale esigenza è stato messo a punto un sistema basculante a due biellette (12), riportato in Fig. 86.

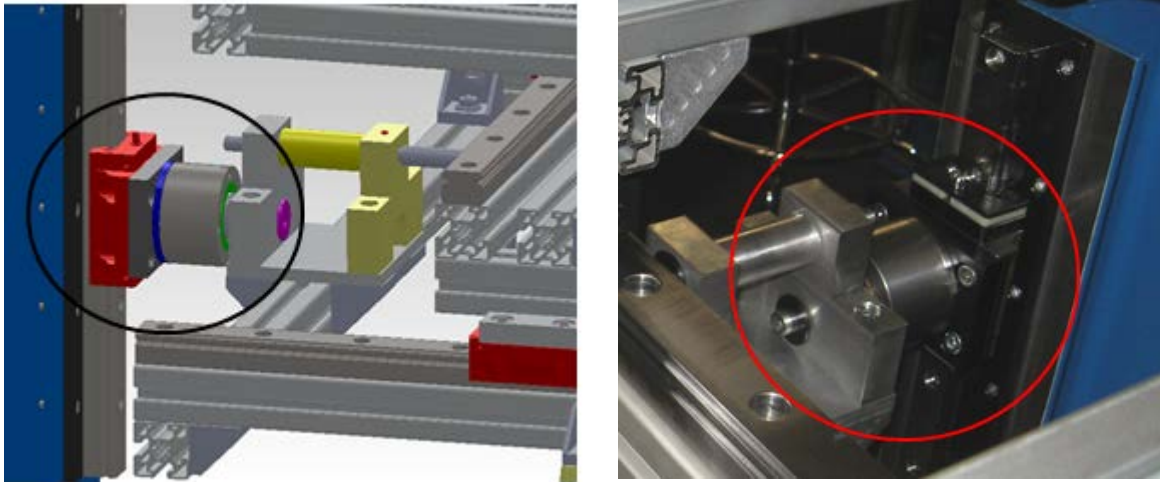


Fig. 85: Cerniera del telaio inferiore per garantire il moto di rollio.

Il dimensionamento degli attuatori (motori e viti a ricircolo) è stato effettuato con l'obiettivo di vincere le forze resistenti (dovute all'attrito delle guide) e inerziali, ed in particolare si è dovuta garantire la capacità degli attuatori di raggiungere la velocità v necessaria per poter riprodurre a varie frequenze f l'accelerazione a richiesta durante un moto vibratorio assunto come sinusoidale, vedi Eq. 120.

$$v \geq \frac{a}{2\pi f} \quad (120)$$

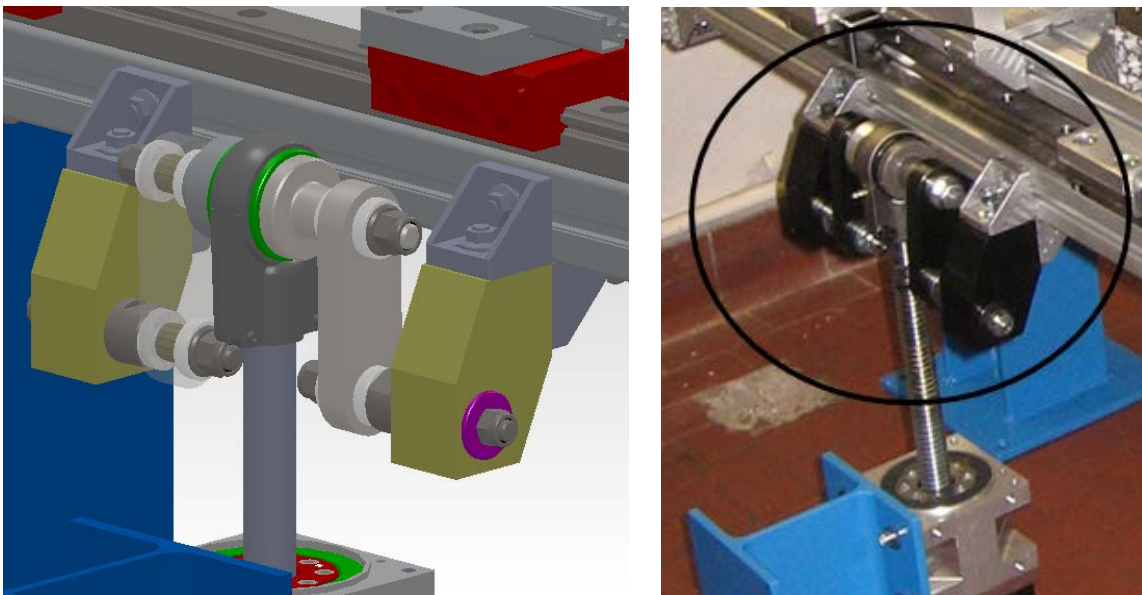


Fig. 86: Sistema basculante a doppia bielletta.

La seconda condizione di dimensionamento è che la forza esplicata dagli attuatori sia tale da superare le forze resistenti ed inerziali (considerando la massa del banco e del manichino); per la direzione verticale, è stato necessario tenere conto anche della forza peso. Gli attuatori impiegati consentono una velocità di 250 mm/s ed un carico di 4 kN per gli assi x ed y e 11,3 kN per l'asse verticale z.

3.3.2.2. Sistema di controllo e acquisizione dati

Il banco è movimentato da quattro motori brushless, retroazionati mediante resolver. Ciascun motore è azionato da un convertitore statico di frequenza di tipo digitale controllato mediante segnali trasmessi su un bus di campo di tipo Profibus (12 Mbit/s). I principali elementi che costituiscono il quadro di potenza elettrica del banco, vedi Fig. 87 sono i seguenti:

- 1 Trasformatore elettrico (1).
- 1 Terminale per segnali digitali (2).
- 4 Reattanze (1 per ciascun azionamento) (3).
- 4 Azionamenti o Driver (4).

Gli azionamenti sono l'intelligenza del sistema e consentono di implementare diverse strategie di controllo e il settaggio dei parametri motore.

Il controllo viene effettuato in tempo reale mediante hardware fornito da National Instruments. Questo sistema integra il sistema di acquisizione dati, per misurare le grandezze di interesse durante la prova (costituite essenzialmente dalle accelerazioni rilevate sul basamento, sul sedile e su un manichino strumentato posizionato sul sedile) e il sistema di comunicazione Profibus, per lo scambio dati tra il sistema di controllo e gli azionamenti. Lo schema del sistema di controllo/acquisizione è indicato in Fig. 88. Il sistema di controllo ed acquisizione è costituito da un PC con sistema operativo Labview-RT (PXIe-8133 basato su processore Intel i7-820QM), una scheda Profibus per la comunicazione con gli azionamenti e una scheda di acquisizione per accelerometri di tipo ICP.

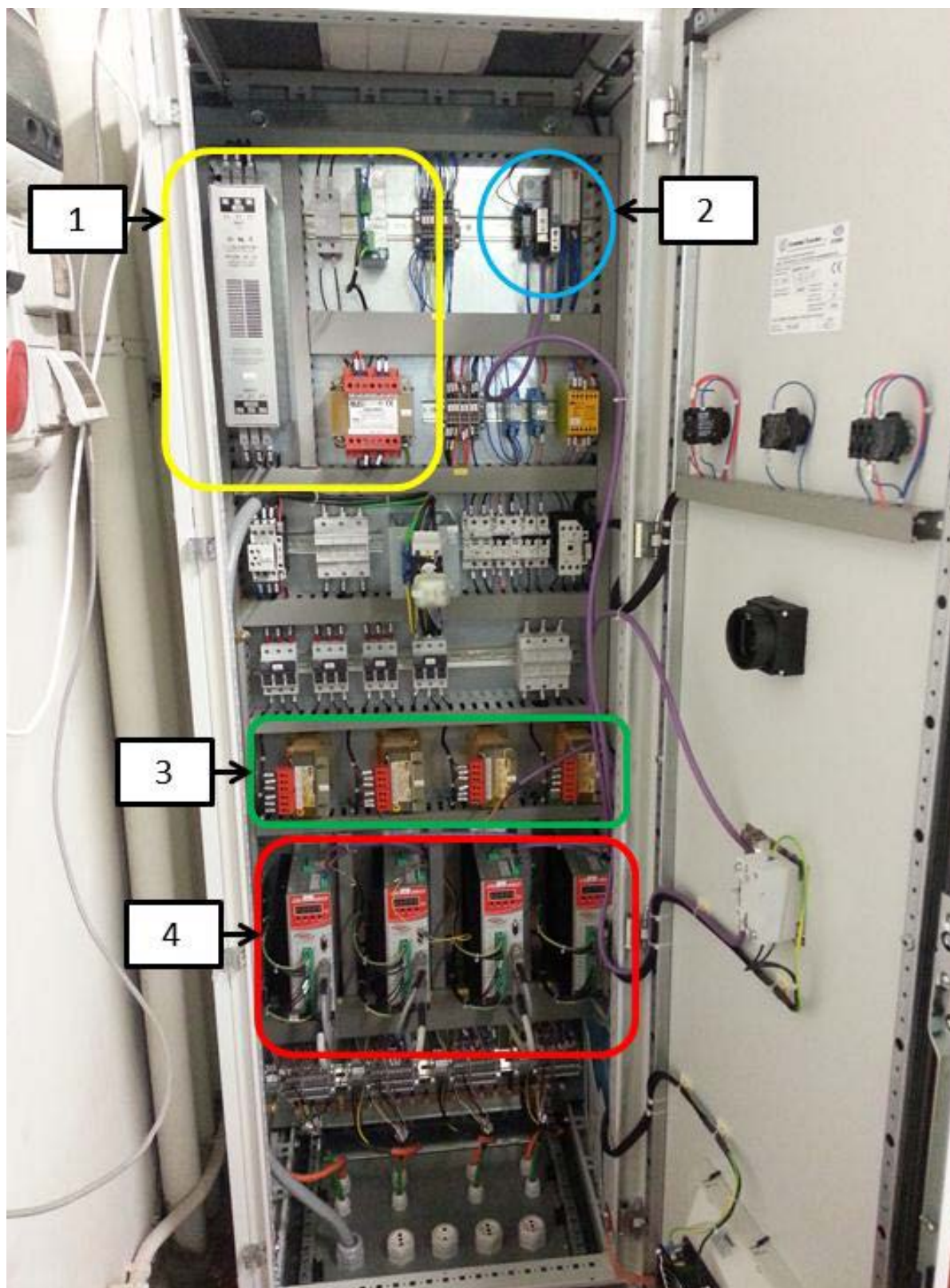


Fig. 87: Quadro di potenza del banco prova sedili.

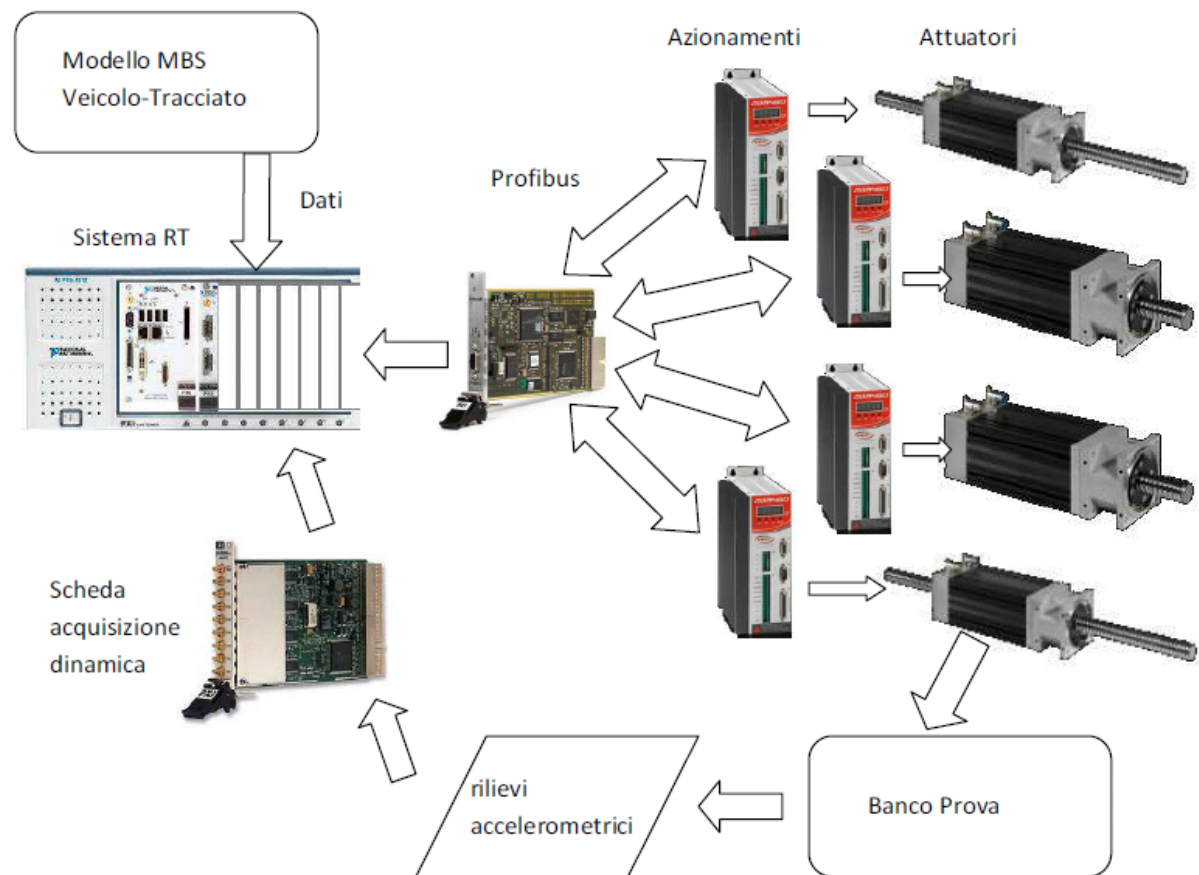


Fig. 88: Sistema di controllo del banco prova sedili.

I motori sono controllati in tempo reale in posizione e consentono di imporre sul banco prova gli stessi spostamenti a cui è soggetta la cassa del veicolo durante il normale funzionamento. Gli spostamenti imposti sui motori possono essere misurati direttamente in carrozza durante una corsa prova, o simulati mediante un modello numerico del veicolo e del tracciato, vedi Fig. 89.

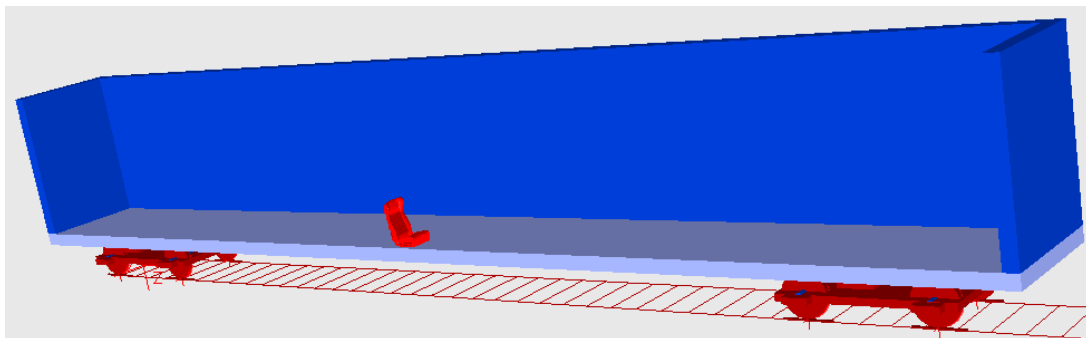


Fig. 89: Modello numerico di un veicolo a due piani Vivalto.

Il sistema di controllo del banco prova sedili può essere riassunto in 6 diverse fasi, vedi lo schema di Fig. 90:

1. Lettura del file contenente gli spostamenti della cassa veicolo e calcolo del numero di impulsi da fornire ai 4 motori al fine di avere gli stessi spostamenti sul banco prova sedili. Gli spostamenti possono essere ottenuti o da prove sperimentali su tracciato o da simulazioni numeriche.
2. Il banco prova viene inizializzato e i motori vengono portati a metà corsa tramite una procedura automatica. Inoltre, la frequenza di scrittura dei dati all'azionamento viene allineata con la frequenza di campionamento degli spostamenti inseriti.
3. Un'opportuna *routine*, implementata all'interno di una SubVI, codifica le stringhe di comando sulla base delle impostazioni richieste dall'utente e della posizione letta dal file di testo.
4. Le stringhe di comando (provenienti dalla SubVI di scrittura) vengono processate dallo slave una per volta in funzione dell'indirizzo (Element) specificato e vengono inviate via Profibus all'azionamento
5. Lettura delle stringhe di risposta, che gli azionamenti inviano al sistema di controllo a fronte di una richiesta. Queste stringhe contengono informazioni a riguardo della posizione del motore e dell'ultimo comando eseguito.
6. Le stringhe di risposta acquisite mediante la scheda Profibus (InputData2,...,5) vengono inviate alla SubVI di lettura per la decodifica; in questo modo è possibile leggere i valori misurati sui motori.

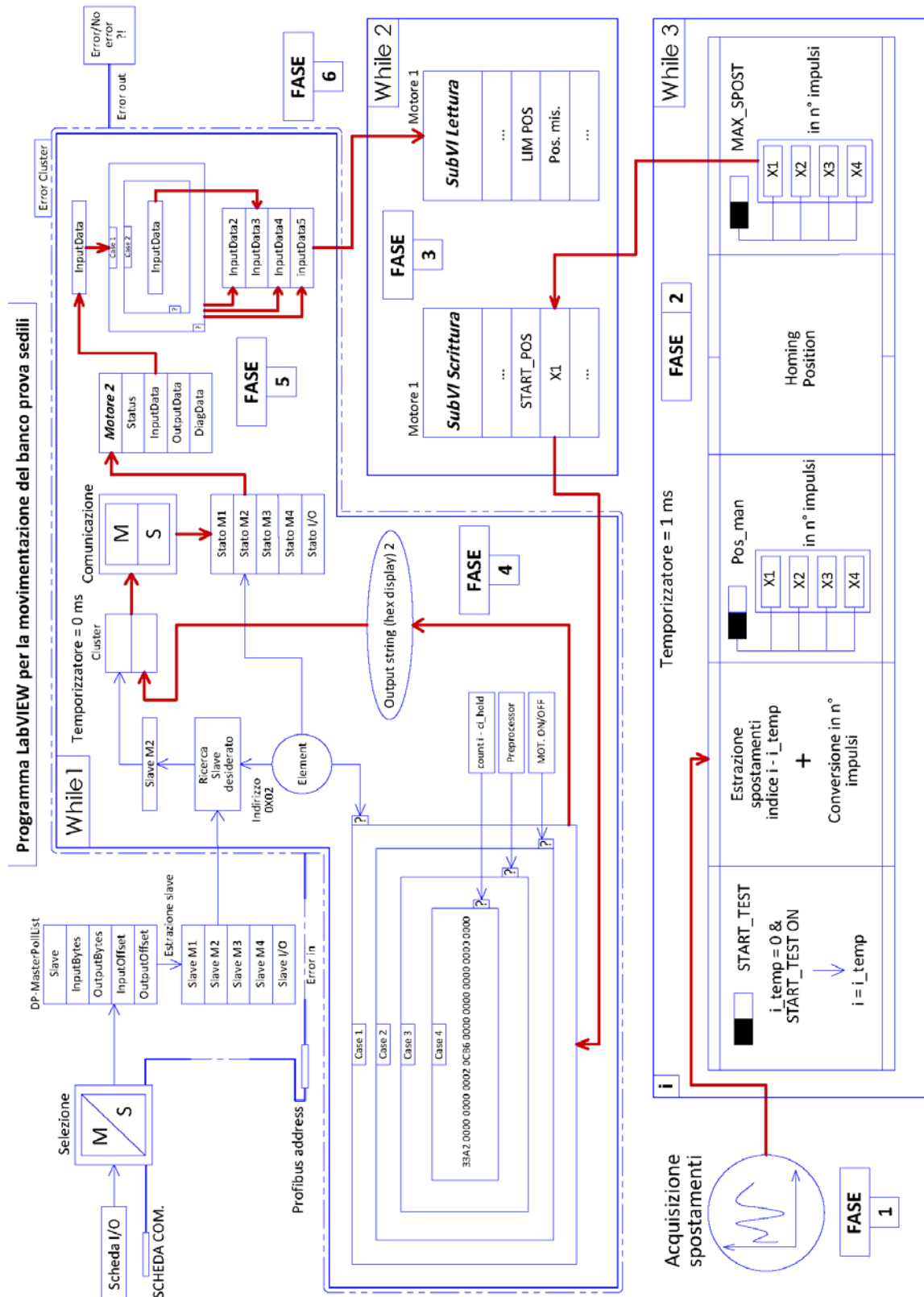


Fig. 90: Schema del sistema di controllo del banco prova sedili.

3.3.2.3. Prove sperimentali

Per quanto riguarda le prove sperimentali sul banco prova sedili si riportano le prove effettuate per valutare la funzione di trasferimento tra il banco prova e il sedile. Il sedile, infatti, si comporta come un filtro passa banda, che taglia un certo intervallo di frequenze. In questo caso il manichino non è stato installato sul banco prova e le accelerazioni sono state rilevate a livello del banco prova e del sedile. Gli spostamenti non sono quelli reali ma delle sinusoidi a diverse ampiezze e diverse frequenze. In questo modo è anche stato possibile testare le prestazioni del banco prova.

La scelta di frequenza e ampiezza delle sinusoidi è fatta sulla base del valore di accelerazione che si vuole imporre sul banco prova. Trattandosi di un segnale sinusoidale lo spostamento è descritto dall' Eq. 121.

$$x = x_0 \sin(\omega t) \quad (121)$$

Perciò l'accelerazione può essere calcolata in funzione dell'ampiezza x_0 e della frequenza f secondo l'Eq. 122.

$$\ddot{x} = -x_0(2\pi f)^2 \sin(\omega t) \quad (122)$$

Il campo di frequenza che è necessario indagare per lo studio del comfort è compreso tra 0.5 Hz e 30 Hz. Per questo motivo sono state fatte diverse prove a parità di accelerazione per diverse frequenze e ampiezze. In Fig. 91 si riporta la funzione di trasferimento tra il banco prova e il sedile per un'accelerazione di 0.5 m/s². In Fig. 92 è invece riportata la stessa funzione di trasferimento, ma ottenuta per un'accelerazione di 1 m/s². Ciascun punto delle curve in Fig. 91 e Fig. 92 è relativo ad una prova effettuata per una diversa ampiezza e frequenza, ma combinate in modo tale da avere un'accelerazione pari rispettivamente a 0.5 m/s² e 1 m/s². Osservando l'andamento della funzione di trasferimento si può notare che il sedile, utilizzato per le prove sperimentali, si comporta come un filtro passa-banda nell'intervallo compreso tra 1,5 Hz e 14 Hz e, quindi, non è in grado di garantire un buon livello di comfort. La schiuma utilizzata per la costruzione del sedile è una schiuma di tipo standard, comunemente adoperata per la costruzione di sedili ferroviari.

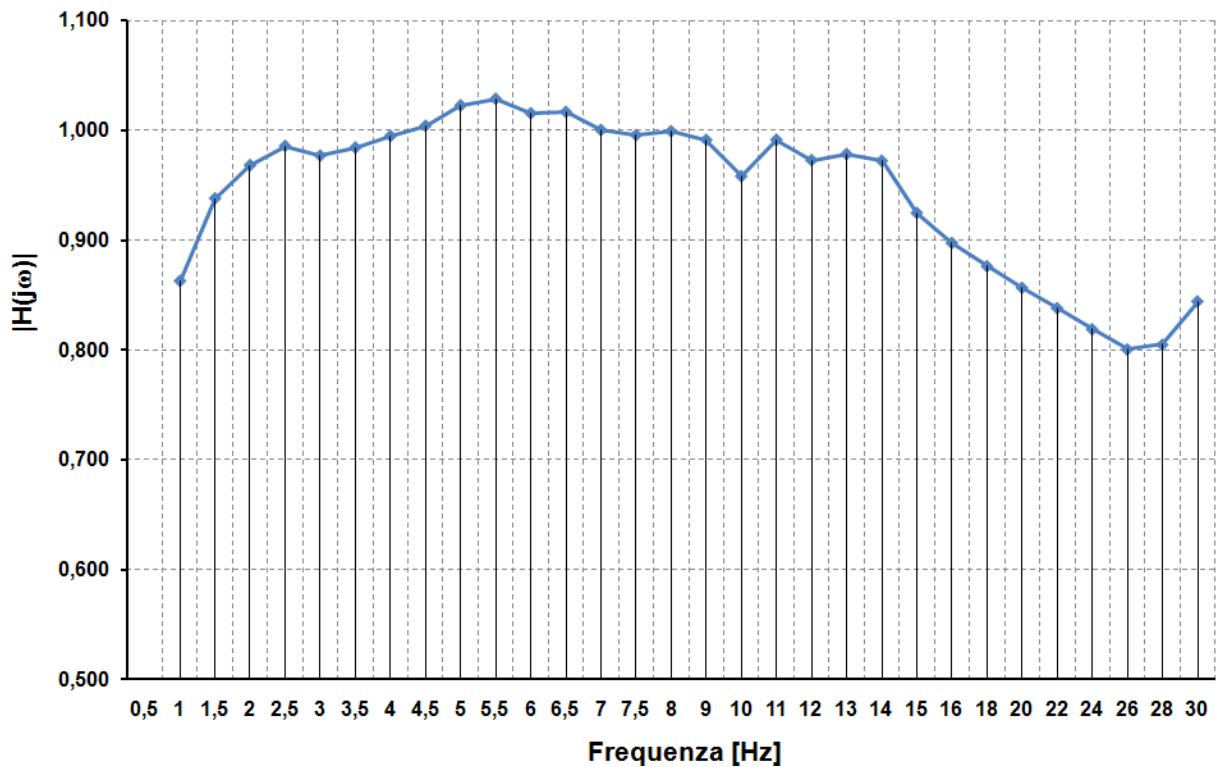


Fig. 91: Funzione di trasferimento banco prova-sedile ottenuta con accelerazione di 0.5 m/s^2 .

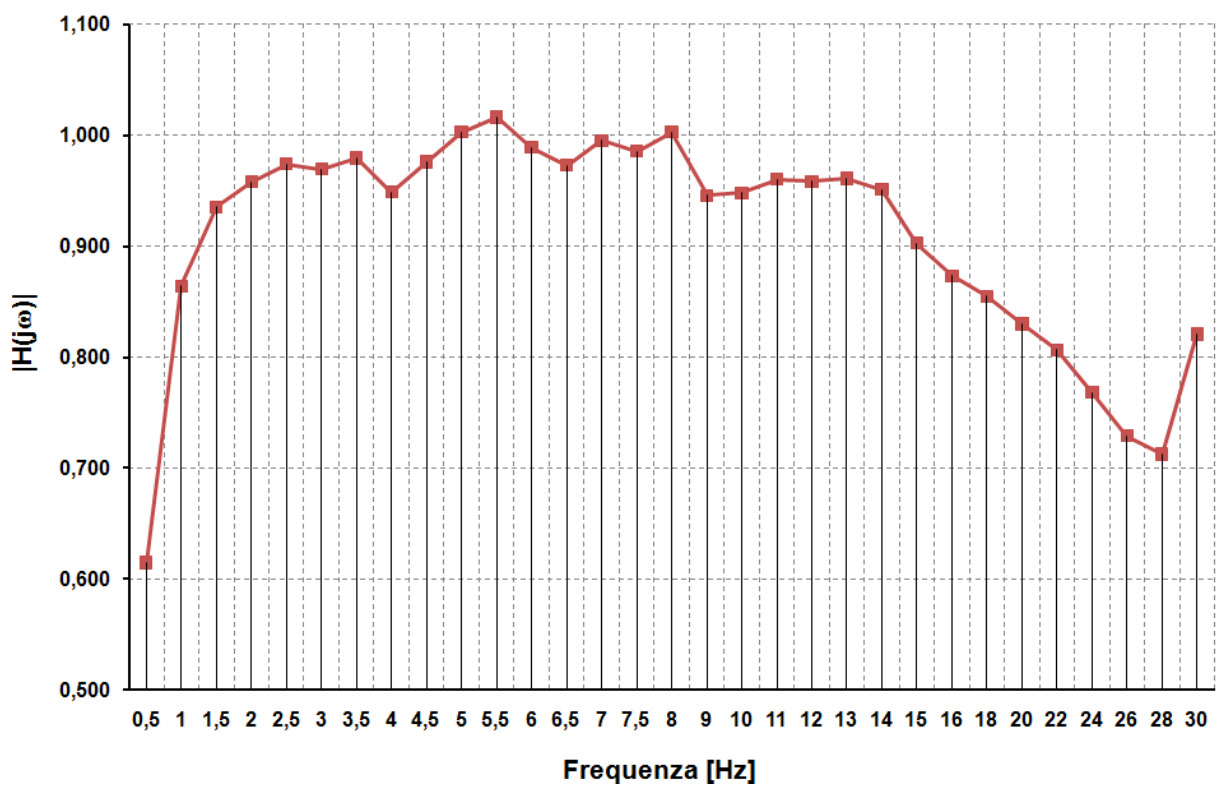


Fig. 92: Funzione di trasferimento banco prova-sedile ottenuta con accelerazione di 1 m/s^2 .

L'impiego di altre tipologie di schiuma potrebbe migliorare notevolmente le prestazioni del sedile, ma per valutarne l'effetto sul comfort percepito dal passeggero è necessario disporre di un banco prova sedili. In particolare, il pregio di disporre di un banco prova sedili consiste nella possibilità di gestire in modo integrato l'intera filiera di progettazione, realizzazione e validazione di sedili ferroviari simulandone l'installazione sul veicolo a cui sono destinati già in fase di prototipazione.

4. Studio e progettazione di un sistema di monitoraggio *onboard*

Le attività che sono state presentate nei precedenti capitoli sono tutte orientate allo sviluppo di un sistema di monitoraggio installabile su differenti tipologie di veicolo. Tale sistema è in grado di funzionare in tempo reale al fine di mettere in sicurezza il veicolo prima che le sue condizioni di marcia diventino critiche. Il sistema di monitoraggio ha, infatti, l'obiettivo di rilevare anomalie di marcia del veicolo e il malfunzionamento di alcuni componenti critici (sospensione primaria, sospensione secondaria, boccole, ecc.). L'unità di monitoraggio include sensori, un sistema di acquisizione e una scheda processore per l'analisi dei dati e il rilevamento di diverse tipologie di anomalie. Il cuore del sistema è uno speciale *multiplexer* che integra il condizionamento dati di tipo differenziale che può misurare: temperatura e accelerazioni su ogni boccola, temperatura dei dischi freno e accelerazioni in cassa. Utilizzando questi segnali, un PC embedded esegue automaticamente diversi programmi al fine di verificare le condizioni dei cuscinetti, delle ruote, dei freni, delle sospensioni primarie e secondarie e altri aspetti legati ad anomalie del comportamento dinamico del veicolo, come, per esempio, fenomeni di instabilità e deragliamenti. Quando vengono rilevate delle anomalie il sistema attiva degli allarmi che vengono trasmessi direttamente al macchinista. Il sistema fornisce anche indicazioni per quanto concerne le condizioni di alcuni componenti al fine di migliorare la programmazione nella manutenzione preventiva.

L'unità di monitoraggio è stata progettata per consentirne l'installazione in differenti tipologie di veicolo, in particolare su veicoli merci e treni per servizio regionale, dove

attualmente non sono disponibili sistemi di questo tipo. Per raggiungere questo risultato, l'architettura del sistema è stata sviluppata considerando l'esigenza di limitarne i costi. L'architettura modulare dell'unità di monitoraggio è stata uno dei punti chiave in fase di progetto al fine di garantirne l'applicazione in diverse tipologie di veicolo.

In questa fase iniziale di prova del sistema, i dati acquisiti sono salvati nell'unità per analisi a posteriori e possono essere visualizzati, durante la marcia del veicolo, tramite una connessione UDP (*User Datagram Protocol*) con la scheda processore dell'unità di monitoraggio. In versioni più avanzate del sistema sarà possibile condividere le informazioni provenienti dalle diverse unità (una per carro) e renderle disponibili al macchinista e/o ad un centro operativo. Il sistema di monitoraggio ha l'obiettivo di incrementare la sicurezza del veicolo, riducendo i tempi di intervento nel caso di anomalie, e di migliorare l'attività di manutenzione. L'aspetto innovativo di questa architettura sta nel fatto che il sistema di monitoraggio è stato studiato appositamente per applicazioni ferroviarie, già a livello dell'architettura hardware. Per questa ragione l'unità di monitoraggio non può essere semplicemente paragonata ad un generico sistema di acquisizione, dato che include uno specifico sistema di acquisizione, completo di condizionamento e elaborazione dati di tutti i segnali in una singola unità. Una prima versione del sistema è stata installata e testata su un veicolo merci durante la marcia su un tracciato italiano.

L'utilizzo di sistemi di monitoraggio in campo ferroviario è stato adottato in molti veicoli, specialmente su veicoli ad alta velocità [75], [76], [77]. Tali sistemi sono stati inizialmente adottati per assicurare un maggiore livello di sicurezza. Un ulteriore beneficio che si potrebbe trarre da questi sistemi è la riduzione dei costi associati ai guasti al fine di migliorare le procedure di manutenzione [78], [79], [80]. I sistemi di monitoraggio, infatti, possono essere utilizzati per rilevare anomalie sia a livello di comportamento dinamico del veicolo [81] sia a livello dei singoli componenti [82]. I sistemi attualmente esistenti permettono di rilevare problemi dinamici, come deragliamento [83], instabilità [84], [85], o velocità troppo elevata in curva. A livello dei singoli componenti questi sistemi consentono di rilevare cedimenti o anomalie. Applicazioni tipiche includono danneggiamento cuscinetti [86], [87], [88],

spiattellamento ruota [90], [91], ma molti altri aspetti possono essere considerati. L'uso di questi sistemi su veicoli ad alta velocità è giustificato dal fatto che il loro costo è basso rispetto al costo di questa tipologia di rotabili. Inoltre, le elevate prestazioni richieste ai veicoli ad alta velocità richiedono un'azione rapida ed efficiente nel caso in cui si presenti qualche anomalia. In realtà anche veicoli con prestazioni inferiori possono trarre un grande beneficio dall'utilizzo di sistemi diagnostici o di monitoraggio, specialmente perché soggetti ad una manutenzione poco frequente. Tuttavia nei veicoli merci questi sistemi sono difficili da adottare a causa del loro costo e della mancanza di elettricità.

Durante l'attività di dottorato è stato progettato e realizzato una prima versione del sistema di monitoraggio che può essere facilmente riconfigurata a seconda della funzione di monitoraggio richiesta. In questo modo il sistema può essere ottimizzato a seconda dell'applicazione per cui deve essere impiegato. Allo stato attuale il sistema può essere installato su diverse tipologie di veicolo a servizio regionale e a servizio merci. Un primo prototipo di sistema è stato testato su un veicolo merci sulla linea ferroviaria Peschici-San Severo.

4.1. Architettura del sistema

Il sistema di monitoraggio include diversi sensori per la misura di accelerazioni e temperatura boccole, accelerazioni in cassa, temperatura dischi freno e velocità del veicolo. In Fig. 93 si riporta un dettaglio dei sensori che sono disponibili su un singolo carrello e, osservando la figura, si può notare che su due boccole vengono misurate le accelerazioni lungo i tre assi, mentre su quelle in cui è installato l'encoder non viene misurata l'accelerazione laterale. Tutti i sensori, fatto eccezione di quelli in cassa (X^* , Y^* , Z^*), sono stati inclusi nel coperchio boccola che sostituisce il coperchio originale senza alcuna necessità di modifiche. Tali coperchi possono essere montati su diverse tipologie di veicoli UIC. Gli accelerometri in cassa sono stati direttamente integrati all'interno della scatola, vedi Fig. 94, che contiene il sistema di acquisizione e l'unità di elaborazione dati. L'intelligenza del sistema di monitoraggio è costituita dalle seguenti schede:

- Scheda di alimentazione.

- Scheda Multiplexer (o centralina di monitoraggio).
- PC industriale di tipo Embedded.
- Scheda di I/O digitale.
- Scheda di input analogico a 4 canali.

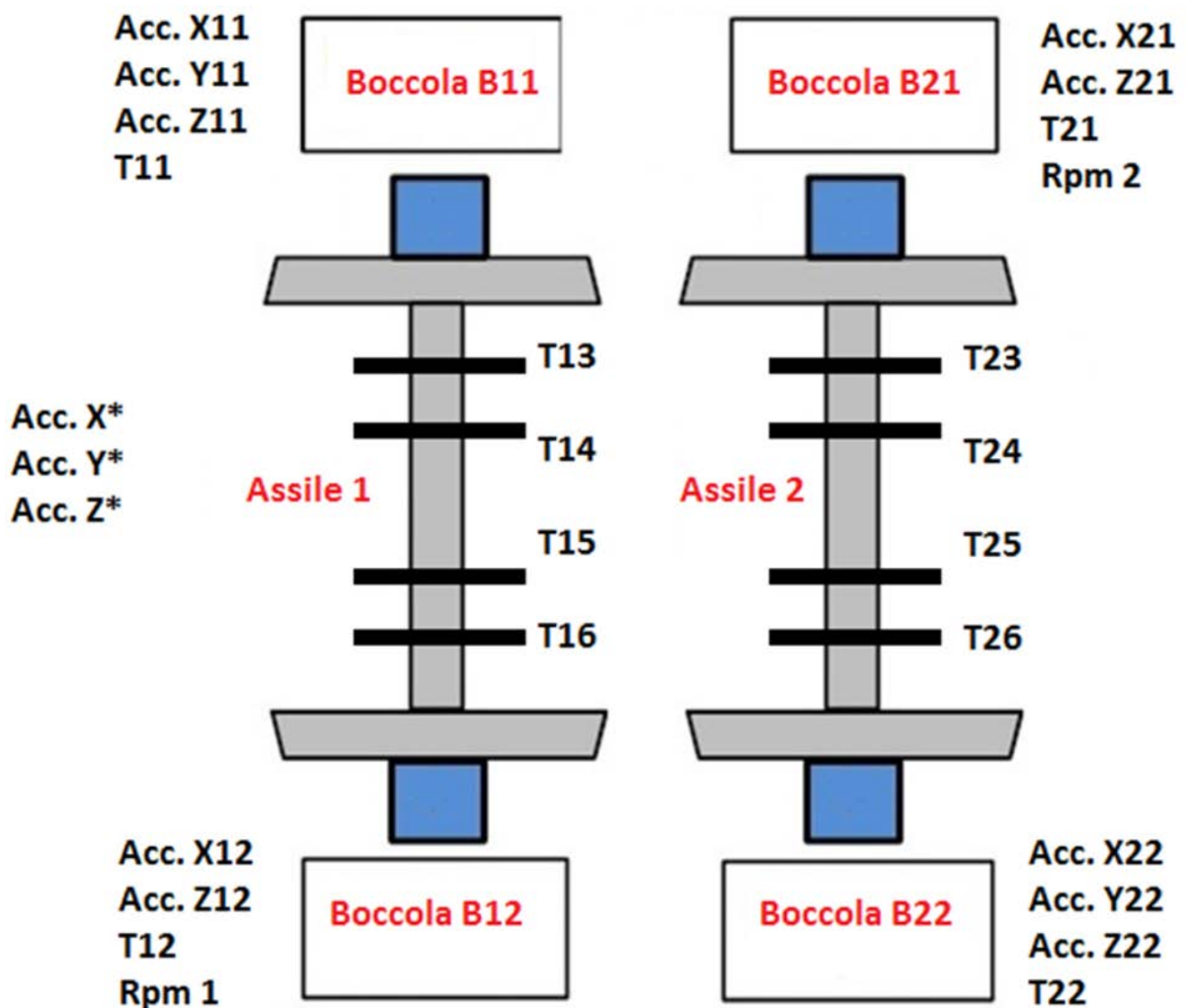


Fig. 93: Sensori installati su un carrello del veicolo.

Il cuore del sistema è costituito dalla scheda multiplexer che permette di reindirizzare il segnale dei vari sensori sulla scheda di input analogico a quattro canali. Il reindirizzamento della scheda multiplexer è comandato dalla scheda di I/O digitale che è collegata via USB al PC embedded, vedi Fig. 95. Essendo la scheda di input

analogico anch'essa collegata al PC via USB è possibile acquisire il segnale dei 4 sensori che sono stati reindirizzati sui canali della scheda multiplexer.

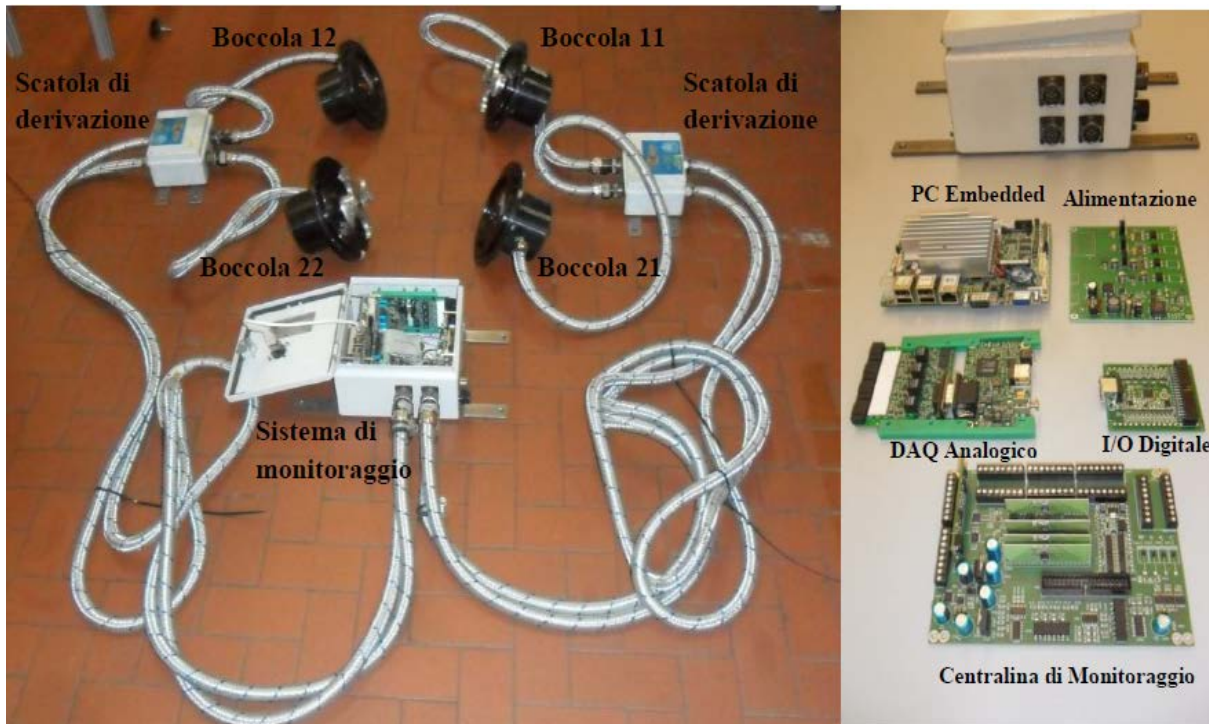


Fig. 94: Sistema di monitoraggio completo per un carrello.

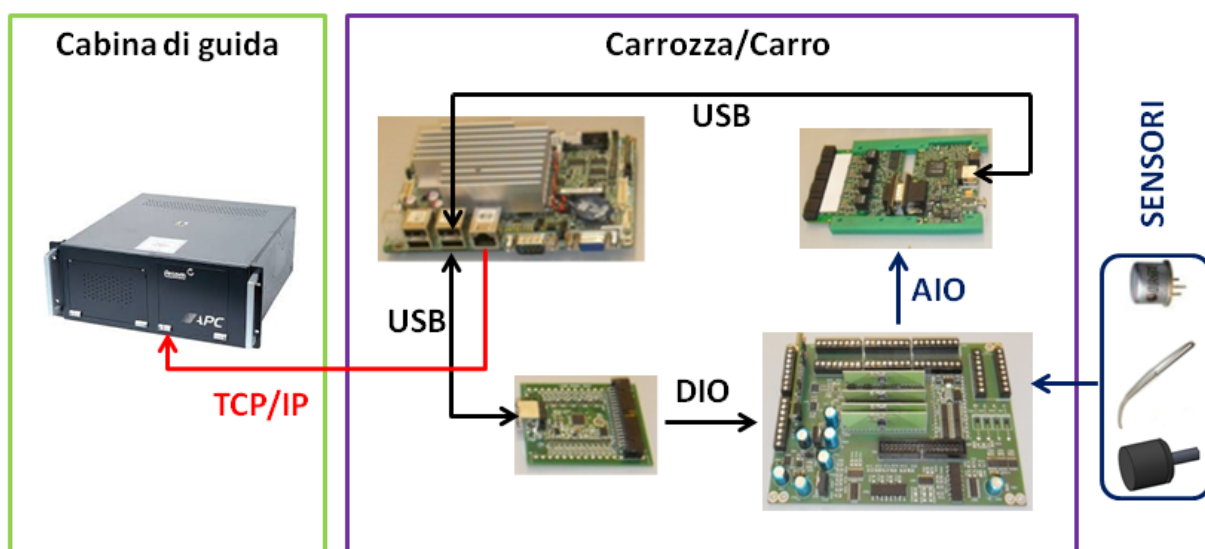


Fig. 95: Schema della centralina di monitoraggio con dettaglio delle schede di acquisizione e controllo.

Sul computer embedded possono essere eseguiti diversi programmi che richiedono per l'esecuzione il segnale proveniente da ben determinati sensori, che vengono selezionati dal programma, reindirizzando, mediante la scheda di I/O digitale, tali sensori ai canali di input analogico.

4.1.1. Sensori e coperchio boccola

Il coperchio boccola include tutti i sensori del sistema di monitoraggio, fatta eccezione degli accelerometri in cassa. Questo componente è stato progettato per avere la più ampia flessibilità, al fine di poter essere installato su più tipologie di veicolo senza particolari modifiche. Inoltre, il coperchio è stato pensato per sostituire quello originale sfruttando gli stessi fori filettati di collegamento. I coperchi boccola, infatti, seguono uno standard costruttivo per molte tipologie di veicolo e, quindi, è semplice l'adattamento. In Fig. 96 si riporta una vista in sezione del coperchio boccola in cui si può osservare il sistema di trascinamento dell'encoder. Quest'ultimo è composto da una flangia che si accoppia con la testa delle viti del sistema di precarico dei cuscinetti. La flangia è poi collegata mediante un sistema a vite all'encoder e questo sistema permette di regolare la distanza tra la flangia e la testa delle viti in modo da avere un certo margine di regolazione.

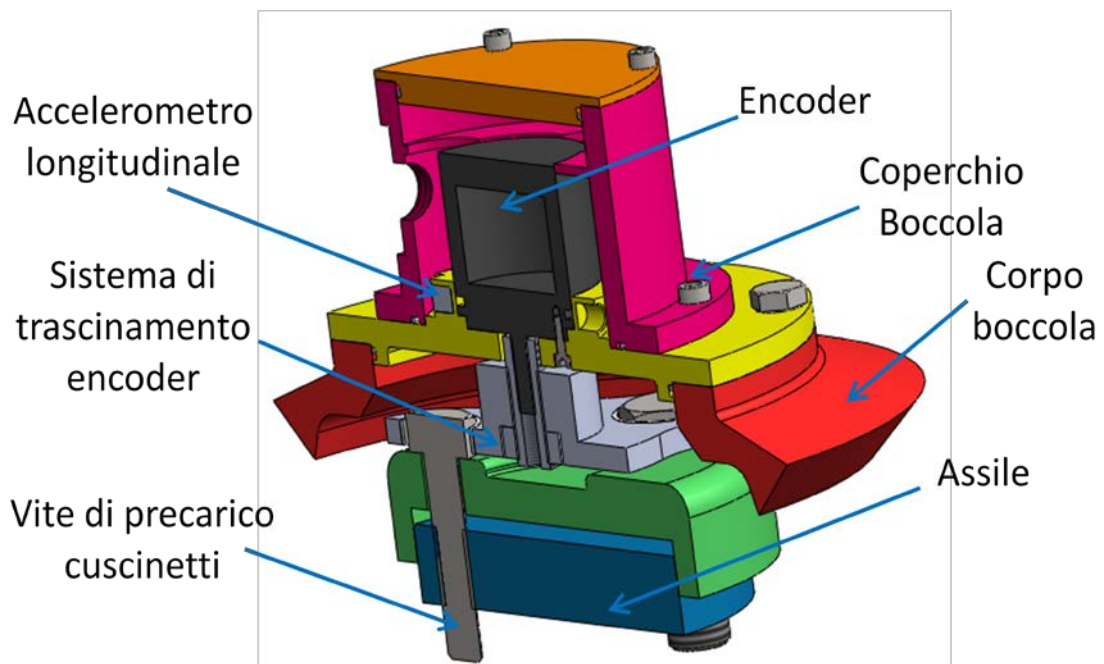


Fig. 96: Spaccato del coperchio boccola con dettaglio dei sensori installati e del sistema di trascinamento.

Inoltre, la forma della flangia di trascinamento può essere cambiata al fine di adattare il sistema a boccole che hanno un diverso sistema di precarico cuscinetti. In Fig. 97 si riportano i diversi sistemi di trascinamento che sono attualmente disponibili. Allo stato attuale sono stati realizzati tre differenti tipologie di sistema di trascinamento al fine di adattare il sistema di monitoraggio a diverse tipologie di boccola. Il primo sistema di trascinamento è stato realizzato per essere montato su boccole di carrelli Y25 e B18, il secondo sistema è stato progettato per poter essere montato su boccole ORE con sistema di precarico cuscinetti a tre viti, mentre l'ultimo sistema è stato realizzato per adattarsi allo stesso tipo di boccola ma con sistema di precarico cuscinetti a quattro viti.

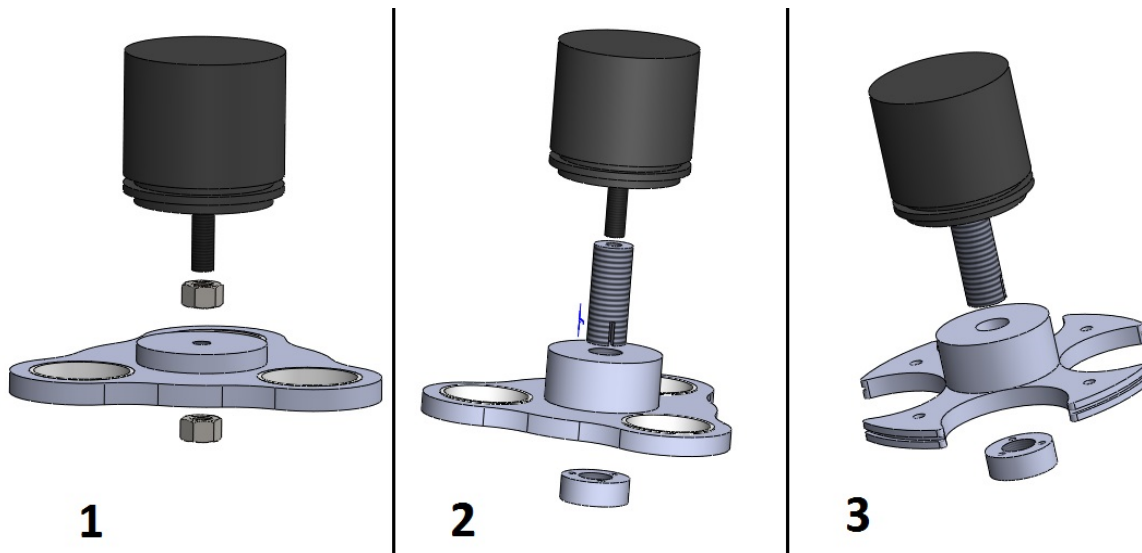


Fig. 97: Differenti sistemi di trascinamento encoder.

Nel primo sistema, che compare in Fig. 98, la flangia di trascinamento presenta un foro centrale filettato M8 che permette di avvitare la flangia sull'alberino dell'encoder. Il sistema è completato da due dadi che permettono di regolare la posizione assiale della flangia di trascinamento. In questo modo si dispone di un sufficiente margine per la regolazione della flangia durante le fasi di montaggio. Il secondo tipo di sistema di trascinamento in Fig. 99 è costituito da un perno filettato sia internamente che esternamente, che si avvita sull'alberino filettato dell'encoder, da una flangia con foro filettato che si avvita sul diametro esterno del perno e da una ghiera che serve per il serraggio della flangia e che si avvita sul perno. Anche in questo caso il sistema garantisce una buona regolazione assiale durante la fase di montaggio.

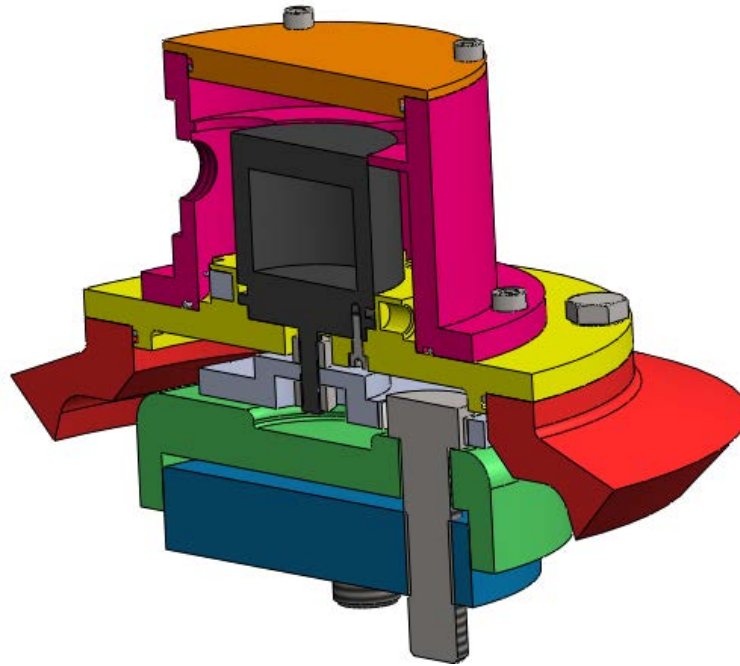


Fig. 98: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli Y25 e B18.

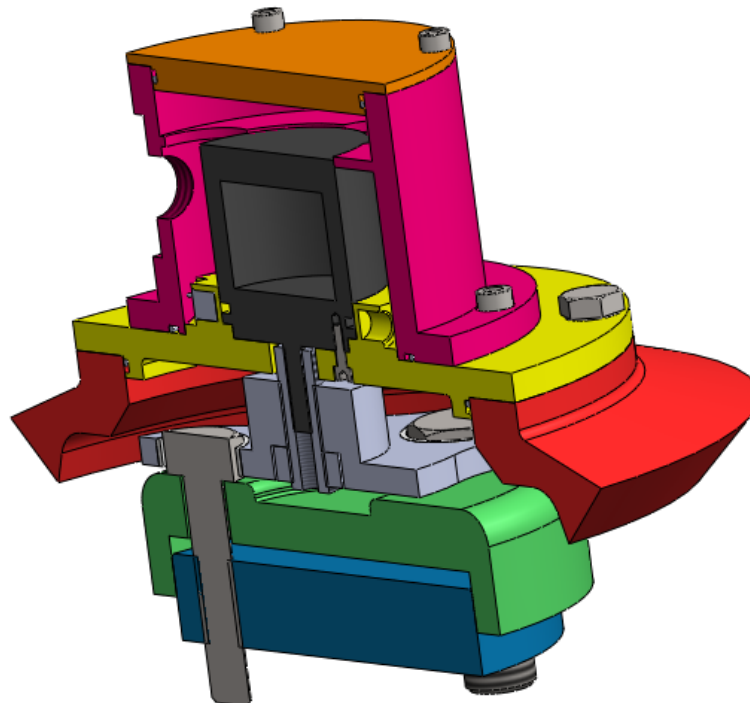


Fig. 99: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli ORE.

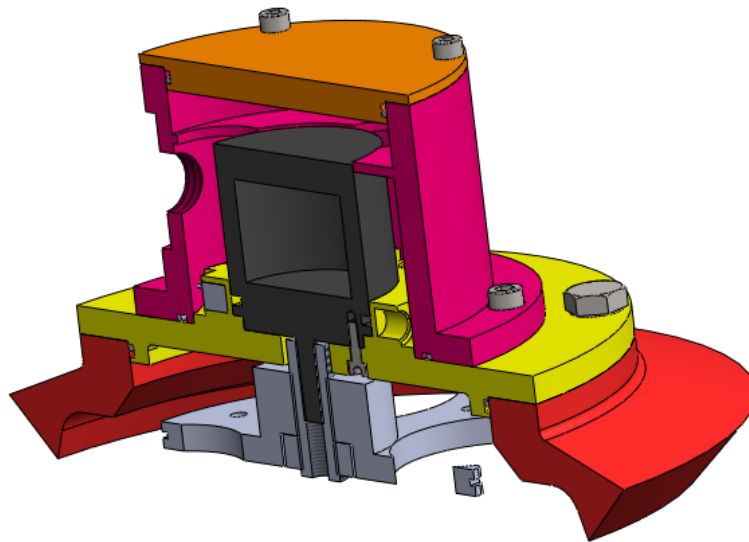


Fig. 100: Spaccato del coperchio boccola con sistema di trascinamento encoder per boccole di carrelli ORE (con sistema di precarico cuscinetti a 4 viti).

Questo tipo di sistema di trascinamento è installabile su carrelli merci di tipo ORE. Il terzo tipo di sistema di trascinamento è impiegato sempre per carrelli ORE, ma con sistema di precarico cuscinetti a 4 viti.

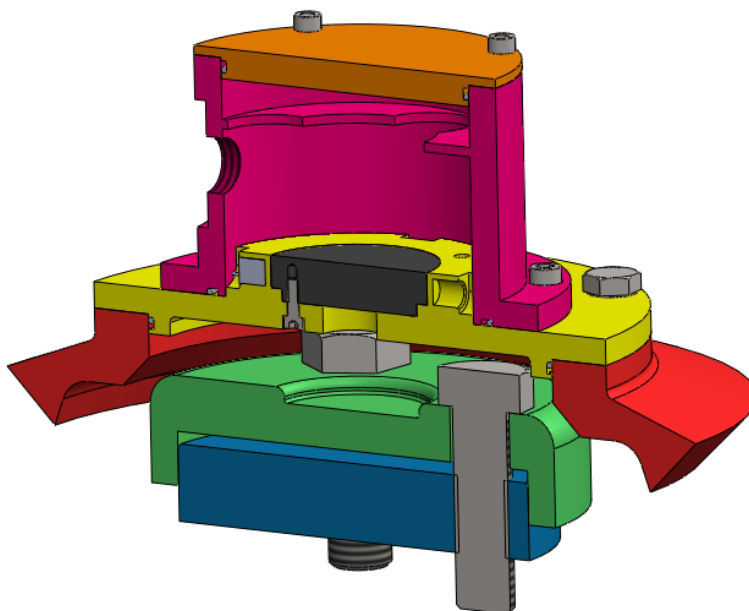


Fig. 101: Spaccato del coperchio boccola in cui non è installato l'encoder.

Questo è concettualmente uguale al precedente con l'unica differenza che la flangia presenta quattro sedi per l'accoppiamento con la testa delle 4 viti, vedi Fig. 100. Osservando lo schema in Fig. 93 si può notare che solamente due delle quattro

boccole sono equipaggiate con l'encoder, mentre le altre due dispongono dell'accelerometro laterale al suo posto. Come già spiegato in precedenza in una futura versione del sistema su questi coperchi verrà installato un generatore DC. Attualmente su questi coperchi è installato un tappo, vedi Fig. 101. Il coperchio boccola ha due funzioni principali, ovvero quella di proteggere i cuscinetti della boccola da contaminati esterni e non permettere la fuoriuscita del grasso, e quella di alloggiamento per i sensori del sistema di monitoraggio. Il coperchio boccola è costituito di tre parti principali: il coperchio, la scatola encoder e il tappo. Il primo elemento è il coperchio vero e proprio che si collega alla boccola del veicolo sfruttando i 4 fori filettati già presenti nel corpo boccola e utilizzati per il fissaggio del coperchio originale. Questo elemento alloggia gli accelerometri e la termoresistenza, vedi Fig. 102.

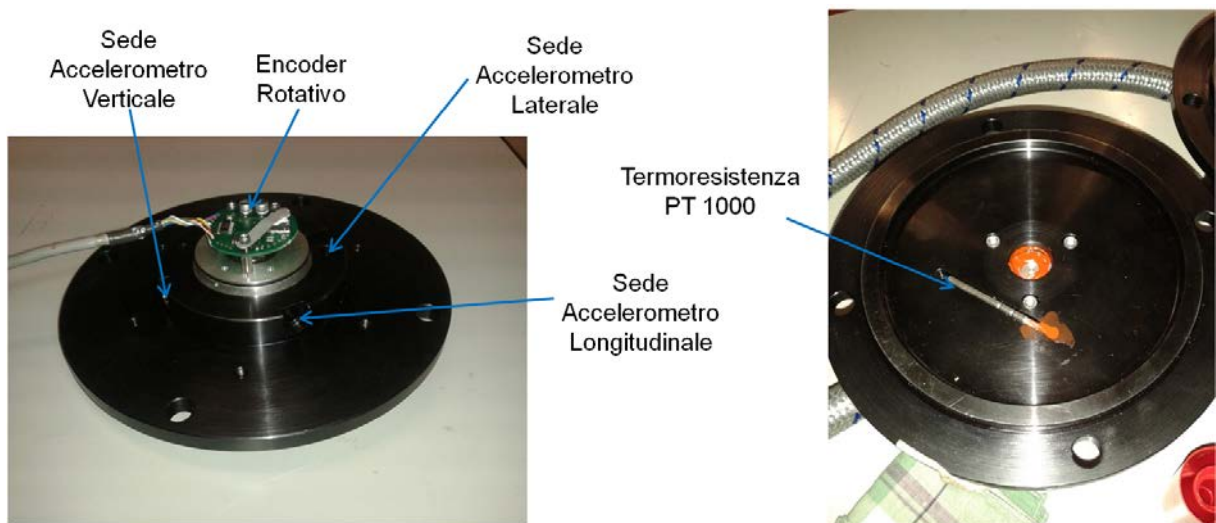


Fig. 102: Parte del coperchio boccola contenente i sensori che si accoppia con il corpo boccola.

L'immagine a destra in Fig. 102 è il lato del coperchio boccola adiacente al cuscinetto e per questa ragione si è deciso di montare da questo lato la termoresistenza in modo tale che possa stare il più vicino possibile a tale componente. L'obiettivo della termoresistenza è, infatti, il rilevamento della temperatura della boccola durante la marcia del veicolo. Sul lato opposto del coperchio, vedi immagine a sinistra in Fig. 102, sono ricavate le sedi per gli accelerometri, longitudinale, laterale e verticale. Inoltre, sono presenti dei fori per il fissaggio dell'encoder. Si noti che la tipologia di

coperchio boccola su cui è montato l'encoder dispone comunque della sede per l'installazione dell'accelerometro laterale, che solitamente non viene installato dato che è sufficiente l'accelerazione laterale su una delle due boccole per valutare gli indici di stabilità del veicolo. Il coperchio per l'encoder (scatola encoder), vedi Fig. 103 è montato sul coperchio boccola tramite 6 viti. La funzione di tale elemento è quella di proteggere il corpo encoder da agenti contaminanti e da urti e soprattutto quello di alloggiare un connettore multipolare su cui sono saldati i cavi che provengono dai diversi sensori.

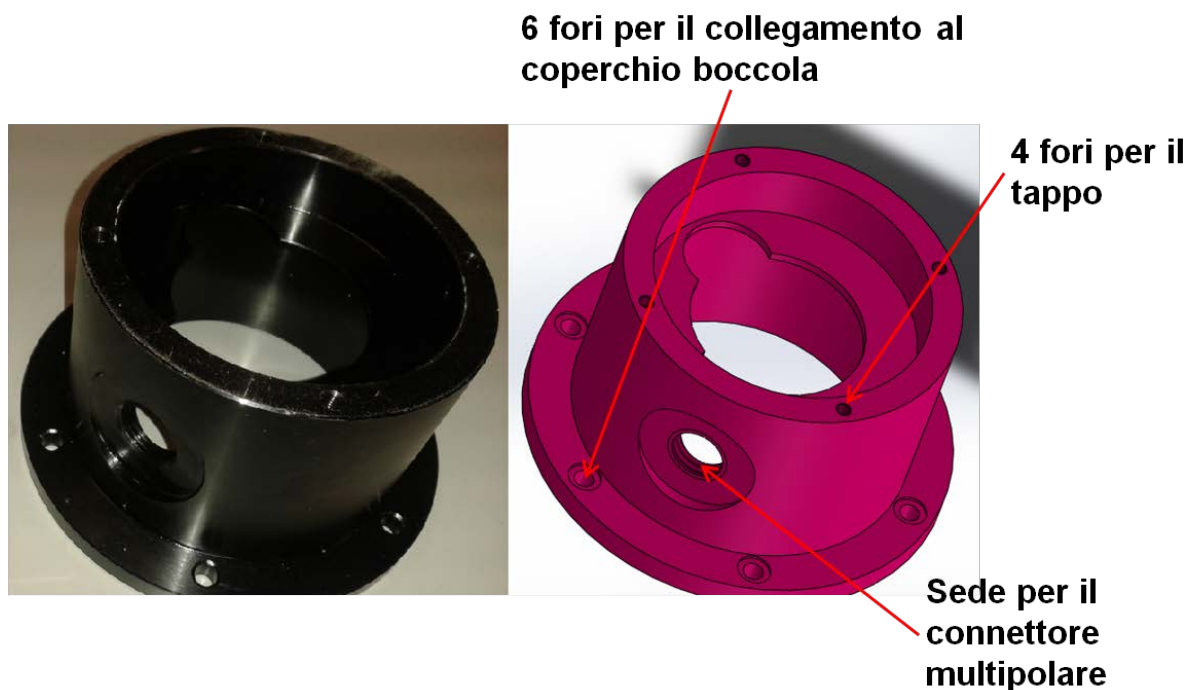


Fig. 103: Coperchio encoder su cui è stata ricavata la sede per il montaggio del connettore multipolare.

Il coperchio encoder è poi chiuso sulla parte posteriore da un tappo, vedi Fig. 104 che include una guarnizione o-ring. Gli accelerometri impiegati sono di tipo piezoelettrico mono-assiale a basso costo e sono prodotti da PCB (serie 660). In Tab. 12 si riporta il foglio dati degli accelerometri e in Fig. 105 si riporta un disegno quotato dell'accelerometro. Le dimensioni dell'accelerometro sono molto ridotte e la tipologia a due cavi richiede un circuito elettrico per separare l'alimentazione dal segnale. Il condizionamento degli accelerometri è incluso nella scheda multiplexer. Gli accelerometri sono fissati rispetto alla loro sede mediante incollaggio in modo da

garantire che l'accelerometro non possa uscire dalla sede e finire all'interno del cuscinetto della boccola danneggiandolo.

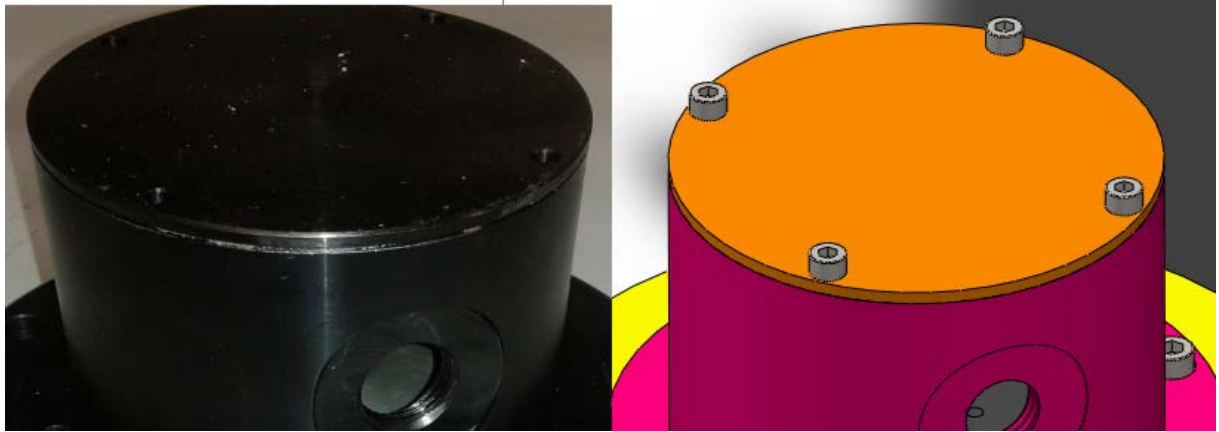


Fig. 104: Tappo del coperchio encoder.

Accelerometro a 2 fili ICP T08	
Sensibilità ($\pm 20\%$)	100 mV/g
Range di misurazione	$\pm 50 g$
Range di frequenza ($\pm 3dB$)	da 0.32 a 10K Hz
Frequenza di risonanza	> 25 KHz
Banda larga di risoluzione	0.0003 g pk
Tensione di alimentazione	da 18 a 28 VDC
Assorbimento di corrente	da 2 a 20 mA
Impedenza di uscita	< 100 ohm
Tensione di polarizzazione ($\pm 10\%$)	da 8 a 12 VDC
Tempo di scarica costante	$\geq 0.5 s$
Tempo di assestamento	2.5 s
Temperatura di esercizio	da - 54 a + 85 °C
Massa	$2.83 \times 10^{-3} Kg$

Tab. 12: Caratteristiche elettriche degli accelerometri installati in boccola.

Le termoresistenze per la misura della temperatura boccola sono di tipo PT 1000 e sono prodotte da Pixsys (modello 2000.90.232). In Tab. 13 si riportano le caratteristiche elettriche del sensore. Le termoresistenze sono incollate nell'apposita sede, ricavata sul coperchio boccola, mediante una colla termoconduttiva, che permette il passaggio di calore tra boccola e sensore senza alterare la misura.

L'encoder utilizzato per misurare la velocità angolare della sala è un encoder rotativo differenziale e in quadratura con risoluzione di 1024 impulsi giro. In Fig. 106 si riporta un'immagine dell'encoder con montata la carcassa esterna, la quale viene rimossa

prima dell'installazione; l'encoder è, infatti, alloggiato all'interno del coperchio encoder, vedi Fig. 102, che è stato appositamente progettato. Le caratteristiche elettriche dell'encoder sono riportate in Tab. 14.

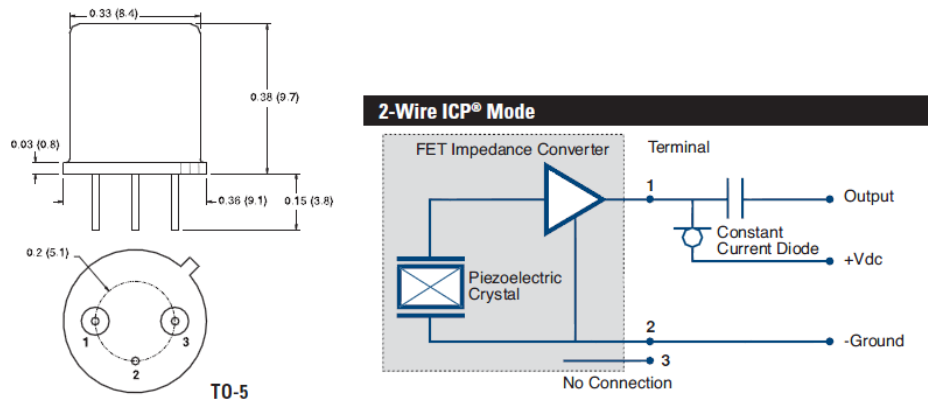


Fig. 105: Dimensioni e schema elettrico dell'accelerometro piezoelettrico.

Termoresistenza Pixsys 2000.90.232	
Temperatura di esercizio	-50 °C + 110°C
Sensore	PT1000B 0.12% 1000 Ohm a 0°C
Materiale immersione	Acciaio AISI 304
Tempo di risposta	15 s
Isolamento sensore	MgO Ossido di magnesio > 20Mohm @25 °C
Precisione	Norme IEC 751
Materiale cavo	GSC Silicone
Grado di protezione	IP44 con cavo TTS/IP67 con resina

Tab. 13: Caratteristiche elettriche delle termoresistenze installate in boccola.



Fig. 106: Encoder ELA EM 520.

Caratteristiche meccaniche ed ambientali encoder EM 520	
Peso	280 g
Diametro albero	M10x22
Giri/minuto	6000 rpm continuo (1000 rpm)
Coppia di avviamento	$\leq 0.8Ncm$
Momento di inerzia	$\leq 25 gcm^2$
Carico amnesso	80N assiale e 100N radiale
Resistenza alle vibrazioni (10-2000 Hz)	100 m/s ²
Resistenza all'urto (11ms)	50 g
Grado di protezione	IP64
Temperatura di esercizio	da - 10°C a 70°C
Temperatura di immagazzinaggio	da - 20°C a 80°C
Caratteristiche elettriche e funzionali encoder EM 520	
Codice impulsi	Incrementale in quadratura e differenziale
Numero impulsi/giro	1024
Impulso zero	Un impulso a giro
Segnali di uscita	<i>Due onde quadre sfasate di 90° ± 15° Impulso di zero larghezza 90° ± 15°</i>
Elettronica di uscita	Push pull, open collector NPN, line driver 5Vcc o da 8 a 1 Vpp segnali protetti al corto circuito
Alimentazione	15V – protezione alle inversioni di polarità
Assorbimento	da 30 a 80 mA max
Frequenza max.	da 100 a 200 KHz
Tipo di connessione	Cavo coassiale o radiale lunghezza 3m (o 1m)per uscita assiale o radiale. MS poli /10 poli per uscita line driver

Tab. 14: Caratteristiche elettriche e meccaniche dell'encoder ELA EM 520.

4.1.2. Sistema elettrico

Il sistema elettrico è composto dalla scatola contenente "l'elettronica" del sistema di monitoraggio, vedi Fig. 107, da due scatole di derivazione e da cablaggi e connettori multipolari. Questi ultimi sono di fondamentale importanza perché devono garantire una buona robustezza e una buona qualità dei segnali. I connettori utilizzati sono tutti con grado di protezione IP67 e standard militare. La scatola permette l'alloggiamento delle schede di acquisizione, dell'alimentatore, della scheda multiplexer e di diversi connettori multipolari.



Fig. 107: Scatola contenente l'elettronica del sistema di monitoraggio.

In Fig. 108 si riporta un disegno della scatola di monitoraggio e in Tab. 15 sono descritti i componenti indicati a disegno.

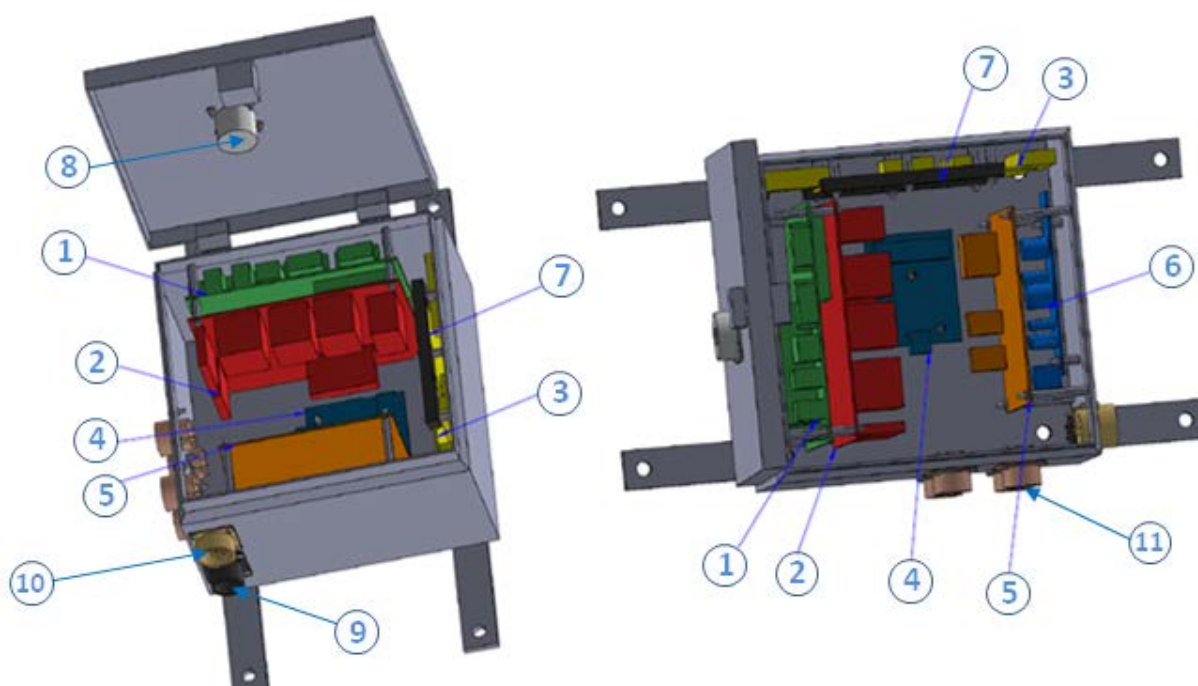


Fig. 108: Disegno della scatola contenente l'elettronica del sistema di monitoraggio.

Numero Componente	Descrizione	Quantità
1	Scheda PC embedded	1
2	Scheda multiplexer	1
3	Scheda NI-9239 (input analogico)	1
4	Scheda NI-6501 (I/O digitale)	1
5	Alimentatore generale	1
6	Alimentatore PC Embedded	1
7	Staffa scheda NI-9239	2
8	Connettore RJ45	1
9	Connettore 3 poli alimentazione	1
10	Connettore 16 poli dischi freno	1
11	Connettore 12 poli boccole	4

Tab. 15: Distinta base scatola del sistema di monitoraggio.

I cavi che collegano la scatola di monitoraggio alle scatole di derivazione sono fatti passare all'interno di una guaina in maglia d'acciaio su cui sono montati i connettori circolari multipolari, vedi Fig. 109.



Fig. 109: Cavo con guaina esterna di protezione e connettore.

La guaina esterna in maglia d'acciaio garantisce che, anche nel caso di strisciamento e/o urti, il cavo non possa rompersi permettendo nel contempo una sufficiente flessibilità al cavo. In Fig. 110 si riporta un'immagine dei connettori circolari multipolari utilizzati nel sistema di monitoraggio. Questi connettori con inserimento a baionetta permettono un attacco/stacco rapido del cavo e garantiscono isolamento

elettrico e temperature di funzionamento per un intervallo molto esteso (da $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+125\text{ }^{\circ}\text{C}$). I contatti sono placcati in oro e garantiscono una resistenza elettrica massima di $4\text{ m}\Omega$.

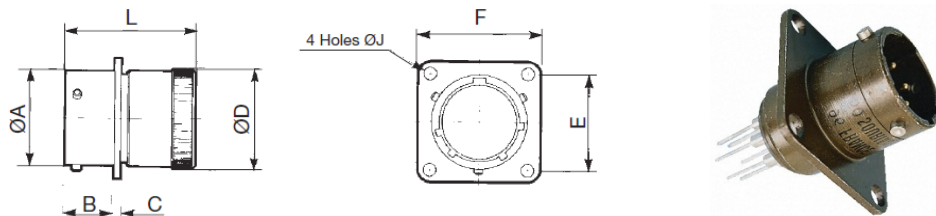


Fig. 110: Connettore circolare multipolare.

4.1.3. Sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è composto da una scheda di input analogica e da una scheda di I/O digitale. La prima scheda, a quattro canali, è utilizzata per acquisire il segnale proveniente dagli accelerometri e dalle termoresistenze installate in boccola e sulle pinze freno. La seconda, invece, è utilizzata per acquisire il segnale proveniente dagli encoder e per comandare mediante segnali digitali la scheda multiplexer, che è il cuore di tutto il sistema. Questa, sulla base di tali segnali, reindirizza quattro dei sensori sui canali analogici della scheda di input analogico. La scheda multiplexer, inoltre, si occupa di alimentare tutti i sensori (accelerometri, termoresistenze ed encoder) e di condizionare i segnali in modo da separare l'alimentazione dal segnale, infatti, sia le termoresistenze sia gli accelerometri, essendo a due cavi, necessitano di un apposito circuito per il condizionamento del segnale. La scheda analogica NI-9239 è prodotta da National Instruments e in Tab. 16 si riporta la scheda tecnica.

Scheda NI-9239	
Numero di canali	4
Risoluzione del convertitore DAC	24 bit
Tipo di convertitore ADC	Delta-Sigma
Tipo di campionamento	Simultaneo
Frequenza di campionamento minima	1.613 kS/s
Frequenza di campionamento massima	50 kS/s
Tensione nominale d'ingresso	$\pm 10\text{ V}$
Protezione di sovratensione	$\pm 100\text{ V}$
Impedenza	1 M Ω

Tab. 16: Scheda tecnica della scheda di input analogico NI-9239.

111). Sul connettore CN5 della scheda multiplexer sono invece collegati i pin del connettore circolare a 16 poli che raccoglie i cavi delle termocoppie installate sulle pinze freno. Al connettore CN1 della scheda multiplexer sono collegati i 4 ingressi analogici della scheda NI-9239, mentre al connettore CN2 sono collegati tutti i 34 pin della scheda NI-6501 OEM. Come descritto in precedenza il compito della scheda multiplexer è quello di mettere in comunicazione alcuni dei sensori (CN4A, CN4B e CN4C), al massimo 4 contemporaneamente, con i canali analogici (CN1). La scelta dei sensori da reindirizzare su questi canali è operata controllando lo stato dei canali digitali (CN2).

4.2. Funzioni di monitoraggio

L'hardware del sistema di monitoraggio è stato progettato con il fine di poter eseguire una serie di funzioni di monitoraggio che permettono di tenere sotto controllo diversi aspetti legati alla dinamica del veicolo e allo stato dei suoi componenti principali. Infatti, il sistema di monitoraggio include diversi programmi che sono eseguiti a ciclo continuo per verificare la presenza di possibili problemi del veicolo. Prima di tutto il sistema controlla le condizioni di marcia del veicolo, considerando la velocità del veicolo e salvando su un apposito registro gli eventi in cui il veicolo subisce accelerazioni o decelerazioni. Ogni programma, eseguito dalla centralina di monitoraggio, genera uno o più indici relativi ad un determinato componente o ad un certo aspetto della dinamica del veicolo, e può generare un segnale di allarme quando l'indice supera un prefissato valore limite. L'indice di qualità è definito allo stesso modo in ogni programma mediante numeri interi: -1 anomalia di un sensore, 0 condizione ottimale, 1 condizione buona, 2 condizione accettabile, 3 condizione degradata, 4 condizione critica, 5 condizione supercritica (è richiesta da parte del macchinista un'azione immediata).

I programmi che sono implementati sul PC embedded sono i seguenti:

1. Monitoraggio temperatura boccole.
2. Monitoraggio temperatura dischi freno.
3. Monitoraggio accelerazioni in cassa.

4. Monitoraggio accelerazioni verticali in boccola.
5. Monitoraggio accelerazioni longitudinali in boccola.
6. Monitoraggio accelerazioni longitudinali e laterali in boccola.
7. Monitoraggio accelerazioni laterali e verticali in cassa.

Ognuno di questi sette programmi calcola uno o più indici che valutano le condizioni di funzionamento del veicolo. In totale vengono calcolati 19 indici. Questi programmi sono eseguiti ciclicamente e salvano su un disco (SSD) gli indici calcolati ogni volta che vengono eseguiti. Inoltre, nel caso uno o più indici siano superiori al limite (4 o 5) il programma che li ha generati viene rieseguito e un segnale di allarme è inviato tramite la rete UDP per renderlo visibile a un utente collegato alla rete. Il valore di tutti gli indici è continuamente pubblicato in rete, e un PC collegato alla stessa rete riceve i parametri pubblicati in rete e li rende visibili all'utente. Il programma è stato interamente sviluppato in ambiente LabVIEW ed è costituito da due parti: una parte che viene eseguita in tempo reale sul PC embedded (target), completamente autonoma, che si occupa di acquisire i sensori e calcolare gli indici di qualità del veicolo mediante l'esecuzione automatica dei programmi di monitoraggio, e una parte che viene eseguita su un computer montato in cabina di guida (host), o più in generale sul veicolo, e che permette di visualizzare a schermo gli indici di qualità del veicolo e di resettare eventuali allarmi. La comunicazione tra il computer target e il computer host è garantita da una rete ethernet con protocollo di comunicazione UDP. Allo stato attuale la rete è cablata, ma in future versioni potrebbe essere sostituita da una rete Wi-Fi, che consentirebbe l'accesso agli indici di qualità non solamente dalla cabina di guida, ma da qualsiasi punto del veicolo. In questo modo, nel caso di veicoli passeggeri, anche il capotreno avrebbe la possibilità di essere avvisato nel caso di malfunzionamento di alcuni componenti del veicolo o di problemi di instabilità di marcia. Attualmente i programmi di monitoraggio non sono ancora in versione definitiva e richiedono ancora una fase di calibrazione e messa a punto sul banco prova boccole. Infatti, gli algoritmi di monitoraggio sono stati sviluppati di recente e non sono ancora in versione definitiva; l'attività di *testing* e calibrazione viene lasciata a future attività di ricerca. L'interfaccia di monitoraggio sul PC host,

installato in cabina di guida, è riportata in Fig. 112. Osservando l'interfaccia del programma host in Fig. 112 si possono notare i sette programmi che sono indicati da un led tondo che si colora quando il programma a cui si riferisce è attivo. Inoltre, per ciascun programma, sono riportati i relativi parametri di qualità e cliccando sul pulsante denominato "Run" è possibile accedere alla pagina relativa allo specifico programma, potendo visualizzare in tempo reale i valori misurati dai sensori, che vengono utilizzati dal programma selezionato. Il pulsante "D", invece, permette di disattivare il programma. I programmi vengono eseguiti automaticamente in modo sequenziale dal pc target installato nella scatola del sistema di monitoraggio. La durata di ciascun programma è stata scelta in maniera tale da dare il tempo allo switch analogico (scheda multiplexer) di selezionare i sensori necessari, di stabilizzare il segnale e di poter eseguire le operazioni per il calcolo degli indici di qualità del veicolo. L'utente ha comunque la possibilità di mantenere l'esecuzione su uno specifico programma selezionando il pulsante "Run". Osservando la parte superiore dell'interfaccia di monitoraggio di Fig. 112 si può notare che viene riportata la velocità del veicolo, calcolata come la media delle velocità rilevate sui due encoder. La casella "Status" si colora di rosso quando uno dei parametri diventa critico e nella casella di testo in basso viene scritto un messaggio che indica il tipo di anomalia rilevato. Quando un'anomalia viene registrata, questa può essere solamente resettata dall'utente mediante il pulsante "Reset". Questa scelta è stata fatta perché garantisce che nel caso in cui il sistema rilevi un'anomalia il macchinista si accorga di questa prima che venga sovrascritta. Dal menù a tendina in alto è possibile, manualmente passare i sette programmi per visualizzare in tempo reale i valori registrati dai sensori. Il programma installato sul PC target, che si occupa di acquisire i segnali provenienti dai sensori e di comandare la scheda multiplexer per il reindirizzamento dei sensori, è costituito da una serie di cicli *while* temporizzati. Ogni ciclo è relativo ad un ben preciso programma di monitoraggio ed ha un tempo di esecuzione predefinito, vedi Fig. 113. I cicli sono ripetuti in maniera continua e, quindi, dopo l'esecuzione dei 7 sottoprogrammi, il programma principale ricomincia con l'esecuzione del primo sottoprogramma. Per ciascun sottoprogramma vengono lasciati 10 secondi iniziali per reindirizzare i sensori, attivare il circuito di condizionamento e stabilizzare il segnale.

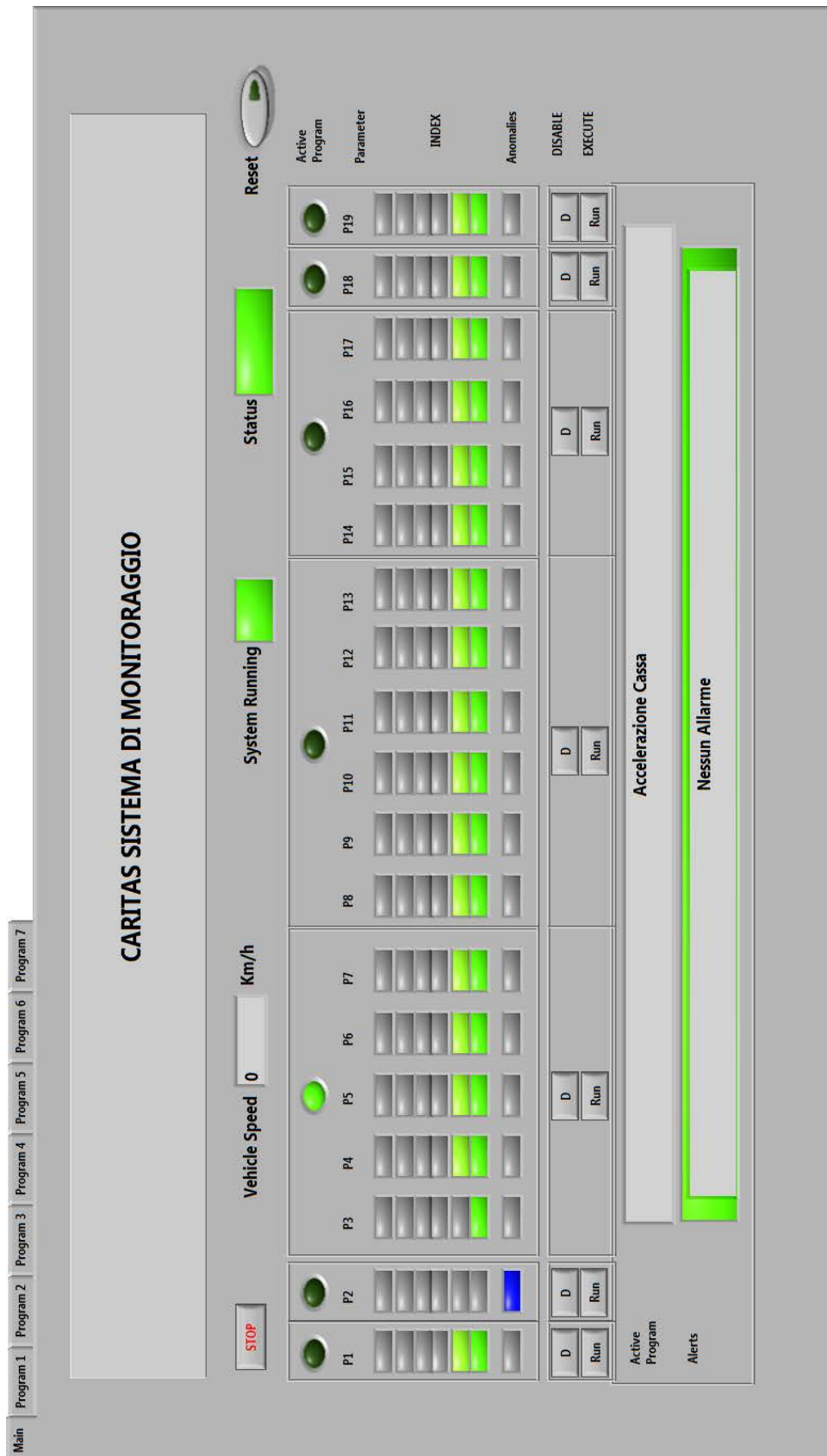


Fig. 112: Interfaccia utente del programma eseguito sul computer in cabina di guida.

Successivamente alla fase di stabilizzazione dei segnali, il sottoprogramma comincia ad acquisire i segnali provenienti dai sensori reindirizzati e calcola l'indice o gli indici di qualità ad esso relativi. Gli indici calcolati da ciascun sottoprogramma vengono poi pubblicati sulla rete UDP per renderli disponibili al PC host, dove viene eseguito il programma con l'interfaccia di monitoraggio, vedi Fig. 112. Tramite questa rete è anche possibile comandare il PC target tramite il PC host, per esempio imponendo l'esecuzione di un determinato sottoprogramma. Osservando lo schema in Fig. 113 il blocchetto "Determinazione dei segnali digitali" è sincronizzato con lo switch e si occupa di determinare lo stato dei canali della scheda digitale al fine di reindirizzare sui canali della scheda analogica il segnale dei 4 sensori che sono necessari ad un determinato sottoprogramma.

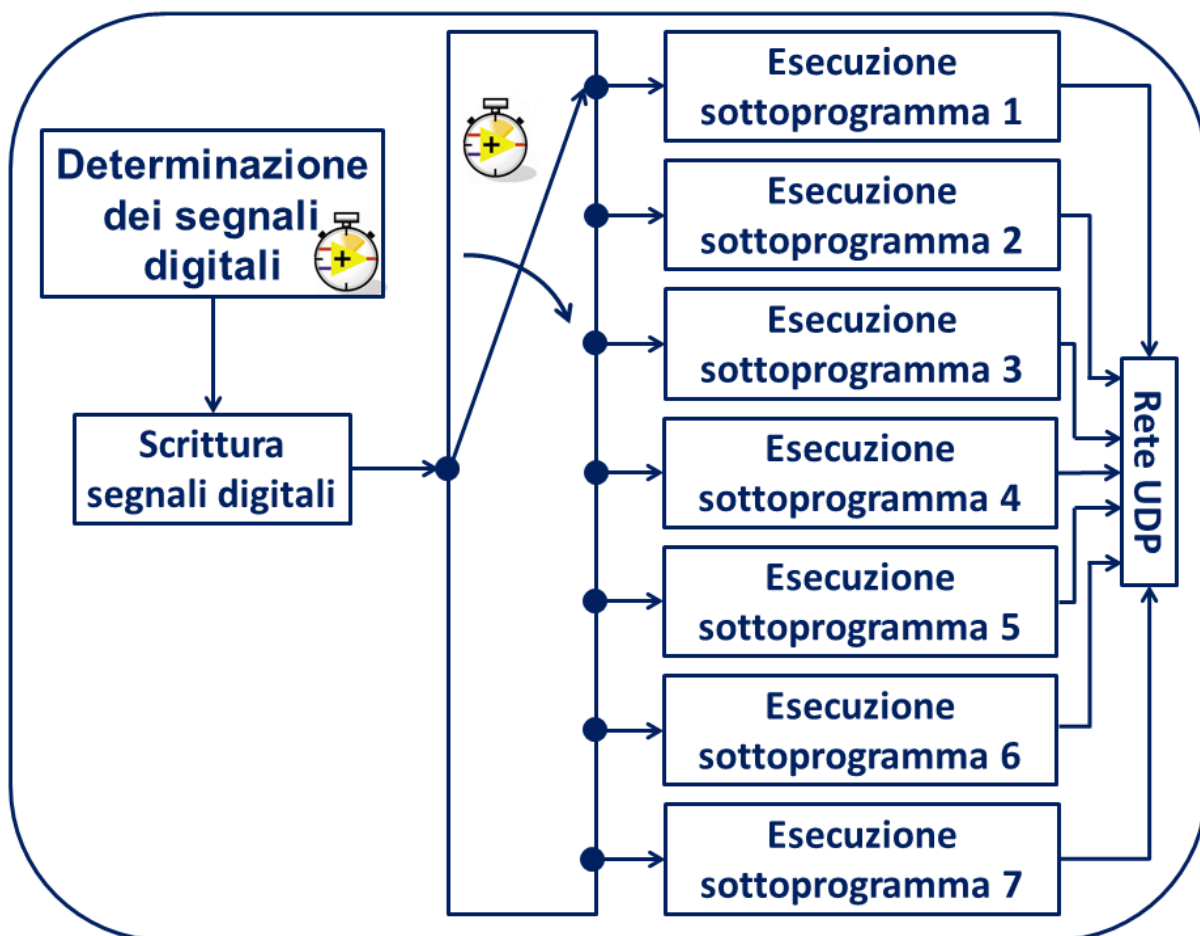


Fig. 113: Schema semplificato di funzionamento dell'algoritmo di monitoraggio eseguito sul PC target.

Dopo questa fase lo switch permette l'esecuzione di questo sottoprogramma per una durata che può essere decisa dall'utente durante la fase di settaggio del sistema. Dopo l'esecuzione del sottoprogramma gli indici di qualità del veicolo sono pubblicati in rete e il blocchetto "Determinazione dei segnali digitali" determina il settaggio dei canali della scheda digitale al fine di reindirizzare i sensori necessari al programma successivo, mentre lo switch commuta e permette l'esecuzione del programma successivo. Con questa modalità vengono eseguiti tutti i programmi in modo sequenziale e gli indici di qualità del veicolo sono continuamente aggiornati.

4.2.1. Monitoraggio temperatura boccole

Questo algoritmo permette di determinare anomalie causate dal surriscaldamento delle boccole, che può indicare un danneggiamento del cuscinetto. Il programma utilizza i quattro canali della scheda di input analogico per la misura della temperatura sulle quattro boccole e della temperatura ambiente. In Fig. 114 si riporta l'interfaccia utente del programma per il monitoraggio della temperatura boccole. Il programma segnala un'anomalia quando la temperatura di una boccola differisce dalle altre oltre un certo valore limite. Il programma prevede due limiti per quanto riguarda la temperatura assoluta delle boccole, un primo limite pari a 80 °C che porta il parametro P1 al valore 4 e un secondo limite pari a circa 120 °C che porta il parametro a livello supercritico (pari a 5). Per valori di temperatura inferiori il programma confronta la temperatura delle quattro boccole con quella teorica del cuscinetto per quella velocità di rotazione e quella temperatura ambiente. Questa è salvata all'interno di una tabella che deve essere ricavata per lo stesso cuscinetto nuovo e con le stesse condizioni di lubrificazione. Questa attività deve ovviamente essere effettuata sperimentalmente in condizioni controllate. Per costruire questa tabella si utilizzerà il banco prova boccole, descritto nel capitolo 3, che permette di testare differenti tipologie di cuscinetto e considerando diverse condizioni di funzionamento. Durante il test del sistema di monitoraggio, dato che ancora non si dispone di una curva sperimentale, sono stati utilizzati valori trovati in letteratura. Nel caso in cui l'indice P1 sia inferiore a 4 il valore dell'indice è calcolato sulla base della differenza tra la temperatura attuale del cuscinetto e quella teorica.

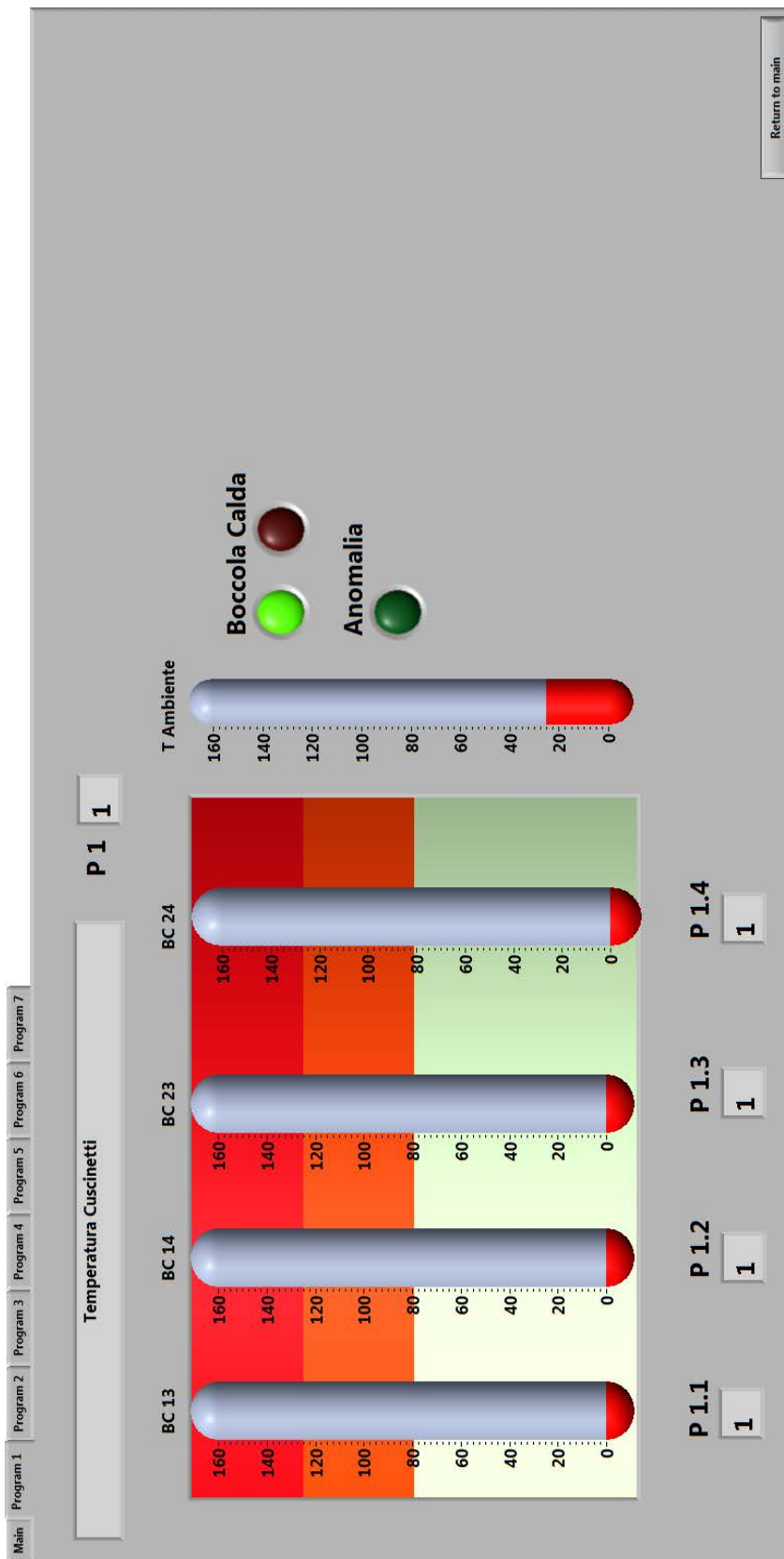


Fig. 114: Schema semplificato di funzionamento dell'algoritmo di monitoraggio eseguito sul PC target.

4.2.2. Monitoraggio temperatura dischi freno

Il secondo programma è utilizzato per rilevare se una delle pinze freno rimane frenata durante la normale marcia del veicolo. Questa situazione capita abbastanza di frequente su veicoli utilizzati generalmente a servizio regionale e provoca un surriscaldamento della pinza con successivo incendio della pinza stessa. Questo inconveniente, in genere, provoca il fermo del treno per un tempo necessario a estinguere le fiamme e escludere la pinza freno danneggiata. Oltre al fermo del veicolo è poi necessario mandare il veicolo in manutenzione e sostituire completamente la pinza freno, il disco e in alcuni casi parte della timoneria. E' evidente che i costi dovuti a questo tipo di guasto sono elevati sia in termini di servizio sia di costi diretti.

I sensori di temperatura (termocoppia di tipo J) sono installati vicino alla pinza freno e la loro temperatura è continuamente confrontata con quella ambiente. Se la temperatura di uno delle pinze freno è più elevata della temperatura delle altre o se la temperatura rimane elevata anche lontano da fasi di frenata (rilevate dalla riduzione di velocità del veicolo) l'indice di qualità P2 raggiunge un valore elevato (4 o 5 in caso di temperature elevate).

4.2.3. Monitoraggio accelerazioni in cassa

Il sistema di monitoraggio permette di misurare simultaneamente le tre accelerazioni in cassa mediante un accelerometro capacitivo direttamente installato sulla scheda multiplexer. Il quarto canale della scheda analogica di input durante l'esecuzione di questo programma è utilizzato per acquisire alternativamente le accelerazioni in boccola sui due assi. Le accelerazioni in cassa sono utilizzate per calcolare l'indice di comfort secondo il metodo proposto nei documenti ISO 2631 [65] e UIC 513 [67], e tale indice è scalato in funzione dell'attuale velocità del veicolo al fine di ottenere un valore, relativo all'indice di qualità P3, compreso nell'intervallo 0-5. Ovviamente nel caso di veicoli merci questo parametro non viene calcolato. La normativa ISO prevede di calcolare l'indice di comfort sulla base delle accelerazioni misurate a livello del pavimento della cassa. L'ISO 2631-1:1997 definisce delle funzioni che servono per pesare le accelerazioni lungo le tre direzioni e definisce un indice di comfort che dipende dal valore r.m.s. delle accelerazioni pesate, vedi Eq. 123.

$$ISO_{index} = \sqrt{(1.4a_x^{RMS})^2 + (1.4a_y^{RMS})^2 + (a_z^{RMS})^2} \quad (123)$$

La norma ISO 2631 definisce quattro filtri nel dominio delle frequenze [65], che sono necessari per costruire le funzioni peso delle accelerazioni. I filtri definiti dalla normativa sono i seguenti:

- Filtro passa - alto: $H_h = \frac{s^2}{s^2 + \frac{\omega_1}{Q_1}s + \omega_1^2}$ (124)

- Filtro passa - basso: $H_l = \frac{\omega_2^2}{s^2 + \frac{\omega_2}{Q_2}s + \omega_2^2}$ (125)

- Filtro *acceleration-velocity transition*: $H_t = \frac{\frac{\omega_4^2}{\omega_3}s + \omega_4^2}{s^2 + \frac{\omega_4}{Q_4}s + \omega_4^2}$ (126)

- Filtro *upward step*: $H_s = \frac{s^2 + \frac{\omega_5}{Q_4}s + \omega_5^2}{s^2 + \frac{\omega_6}{Q_6}s + \omega_6^2}$ (127)

Le funzioni utilizzate per pesare le accelerazioni sono ottenute combinando tra loro questi quattro filtri. I parametri che compaiono nelle Eq. 124-127 sono definiti nelle norme ISO 2631 e ISO 8041. La funzione peso H_{xy} che è utilizzata per pesare le accelerazioni lungo x e y è riportata in Eq. 128.

$$H_{xy} = H_h H_l H_t \quad (128)$$

La funzione peso per le accelerazioni verticali in direzione z è calcolabile mediante l'Eq. 129.

$$H_{xy} = H_h H_l H_t H_s \quad (129)$$

Dopo che le accelerazioni sono state pesate, mediante le funzioni definite in Eq. 128 e 129, il valore r.m.s. delle accelerazioni a_x^{RMS} , a_y^{RMS} , a_z^{RMS} è calcolato utilizzando una finestra temporale di 5 s. Infine l'indice di comfort è calcolato secondo l'Eq. 123.

Livello r.m.s. di vibrazione	Percezione
inferiore a 0.315 m/s^2	Non sconfortevole
da 0.315 m/s^2 a 0.63 m/s^2	Poco sconfortevole
da 0.5 m/s^2 a 1 m/s^2	Appena sconfortevole
da 0.8 m/s^2 a 1.6 m/s^2	Sconfortevole
da 1.25 m/s^2 a 2.5 m/s^2	Molto sconfortevole
maggiore di 2 m/s^2	Estremamente sconfortevole

Tab. 18: Comparazione tra il valore assunto dall'indice di comfort e le sensazioni percepite dal passeggero.

Ovviamente non è possibile confrontare direttamente il valore dell'indice di comfort ISO con le percezioni del passeggero, ma la norma indica alcuni valori che danno un'idea di massima per associare questo indice con le sensazioni di comfort percepite dal passeggero, vedi Tab. 18.

La norma, quindi, prevede di considerare solamente le accelerazioni misurate a livello della cassa per il calcolo dell'indice di comfort. In realtà, come visto nel capitolo 2, il sedile ha un suo effetto sulle accelerazioni che effettivamente sono percepite dal passeggero. Questo elemento, infatti, si comporta come un filtro passa banda in un ben determinato intervallo di frequenze. Per questa ragione nel sistema di monitoraggio si è deciso di considerare tale effetto; a tal proposito, le accelerazioni misurate a livello della cassa, prima di essere pesate secondo le Eq. 128 e Eq.129, sono trasformate nel dominio della frequenza e moltiplicate per la funzione di trasferimento cassa-sedile, vedi Fig. 115. Ovviamente ciascuna accelerazione viene moltiplicata per una differente funzione di trasferimento dato che queste agiscono su tre direzioni diverse. Le funzioni di trasferimento tra cassa e sedile lungo le tre direzioni sono state ottenute mediante prove sperimentali sul banco prova sedili.

Il monitoraggio delle accelerazioni in cassa non è utile solamente per la valutazione dell'indice di comfort. Infatti, le accelerazioni in cassa possono essere utilizzate insieme alle accelerazioni in boccia per calcolare la funzione di trasferimento boccia-cassa lungo le tre direzioni. La funzione di trasferimento calcolata è, quindi, confrontata, in tempo reale, con la funzione di trasferimento ideale per il tipo di veicolo che si sta monitorando. In questo modo è possibile diagnosticare un eventuale problema della sospensione secondaria. Per quanto riguarda il monitoraggio della sospensione secondaria sono stati definiti tre indici di qualità (P4-

P6), uno per ciascuna direzione. Gli indici sono calcolati valutando quanto la funzione di trasferimento misurata si discosta da quella ideale, e un allarme è inviato quando questa oltrepassa la banda che è visibile in Fig. 115 (curve in colore nero). Le bande sono state costruite sulla base della funzione di trasferimento nominale, che corrisponde al caso in cui la sospensione secondaria e primaria del veicolo sono in ottime condizioni. La funzione di trasferimento boccola cassa nominale può essere facilmente determinata se si dispone di un dettagliato modello numerico del veicolo. Gli indici relativi alla sospensione secondaria hanno senso solamente nel caso di veicoli passeggeri in cui si ha la presenza di questo secondo stadio di sospensione. La funzione di trasferimento boccola-cassa, nel caso di veicoli passeggeri, tiene conto anche della sospensione primaria e, quindi, un'alterazione della funzione di trasferimento boccola-cassa può essere causata dal cedimento o della sospensione primaria o della sospensione secondaria. Il sistema, però, è in grado di distinguere quale delle due sospensioni è problematica, infatti, si vedrà nelle prossime sezioni, che sono stati definiti appositi indici che valutano lo stato della sola sospensione primaria, quindi, se, per esempio, il sistema rileva un valore elevato dell'indice relativo alla sospensione secondaria, ma rileva indici normali per quanto riguarda la sospensioni primarie significa che il guasto è causato dalla sospensione secondaria. Nel caso di veicoli merci gli indici (P4-P6) danno comunque un'indicazione dello stato della sospensione primaria e può essere indicativo per diagnosticare eventuali problemi di collegamento della ralla.

Il programma per il monitoraggio delle accelerazioni in cassa è anche utilizzato per calcolare l'indice (P7) che valuta l'indice di sicurezza del veicolo mediante il metodo indiretto proposto nella norma UIC 518 [68]. Questa propone tre differenti metodi per la valutazione della sicurezza di marcia del veicolo: un metodo classico, che prevede di misurare le forze scambiate tra ruota e rotaia (forze Y e Q) e le accelerazioni del veicolo in cassa, un metodo semplificato in cui si richiede la misura della forza laterale H agente sulla sala e un ultimo metodo semplificato che richiede la misura delle sole accelerazioni in boccola e in cassa. L'ultimo metodo è quello che è stato adottato nel sistema di monitoraggio e prevede il monitoraggio delle seguenti accelerazioni:

- Accelerazione laterale in boccola: il valore limite di questa accelerazione può essere calcolato mediante l'Eq. 130, dove M_c è la massa del carrello con tutti i suoi componenti espressa in tonnellate.

$$\ddot{y}_{boc}^{LIM} = 12 - \frac{M_c}{5} \quad (130)$$

- Accelerazione laterale in cassa: il valore limite di questa accelerazione è pari a 3 m/s^2 .
- Accelerazione verticale in cassa: il valore limite di questa accelerazione è pari a 4 m/s^2 per veicoli passeggeri a singolo stadio di sospensione e pari a 3 m/s^2 per veicoli passeggeri a doppio stadio di sospensione. Per veicoli merci è pari a 5 m/s^2 .

L'indice P7, relativo alla sicurezza di marcia, è calcolato confrontando i valori misurati di accelerazione con il loro valore limite e viene eletto come parametro P7 quello che si avvicina di più al valore limite. Quando il valore di una delle accelerazioni raggiunge il valore limite, il parametro P7 viene portato al valore di 4 e se lo supera il parametro P7 viene imposto pari a 5 e viene inviato un allarme, che richiede al macchinista un intervento immediato. In Fig. 116 si riporta la schermata relativa al programma che esegue il monitoraggio delle accelerazioni in cassa.

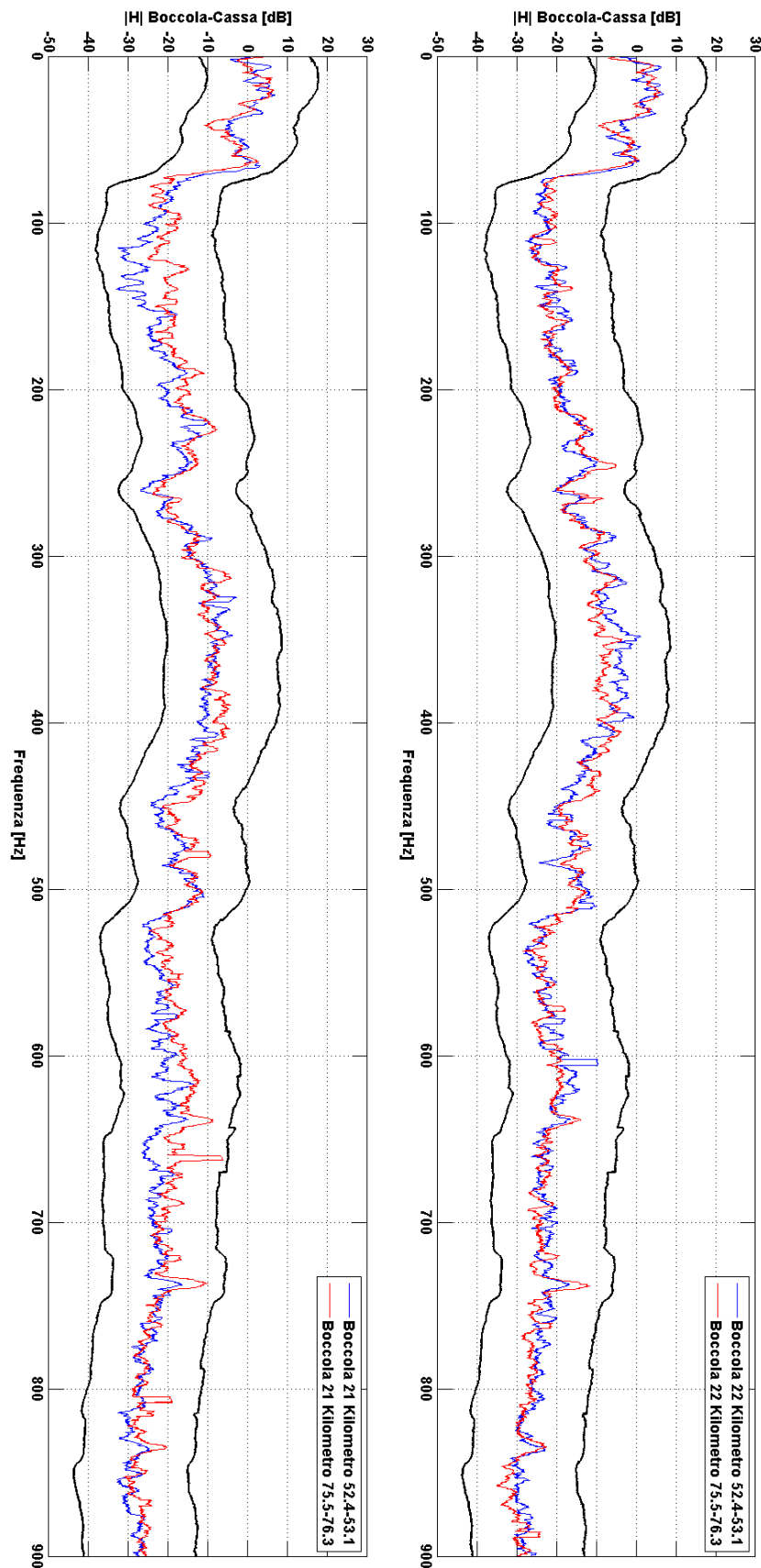


Fig. 115: Funzioni di trasferimento boccola-cassa e curve limite.

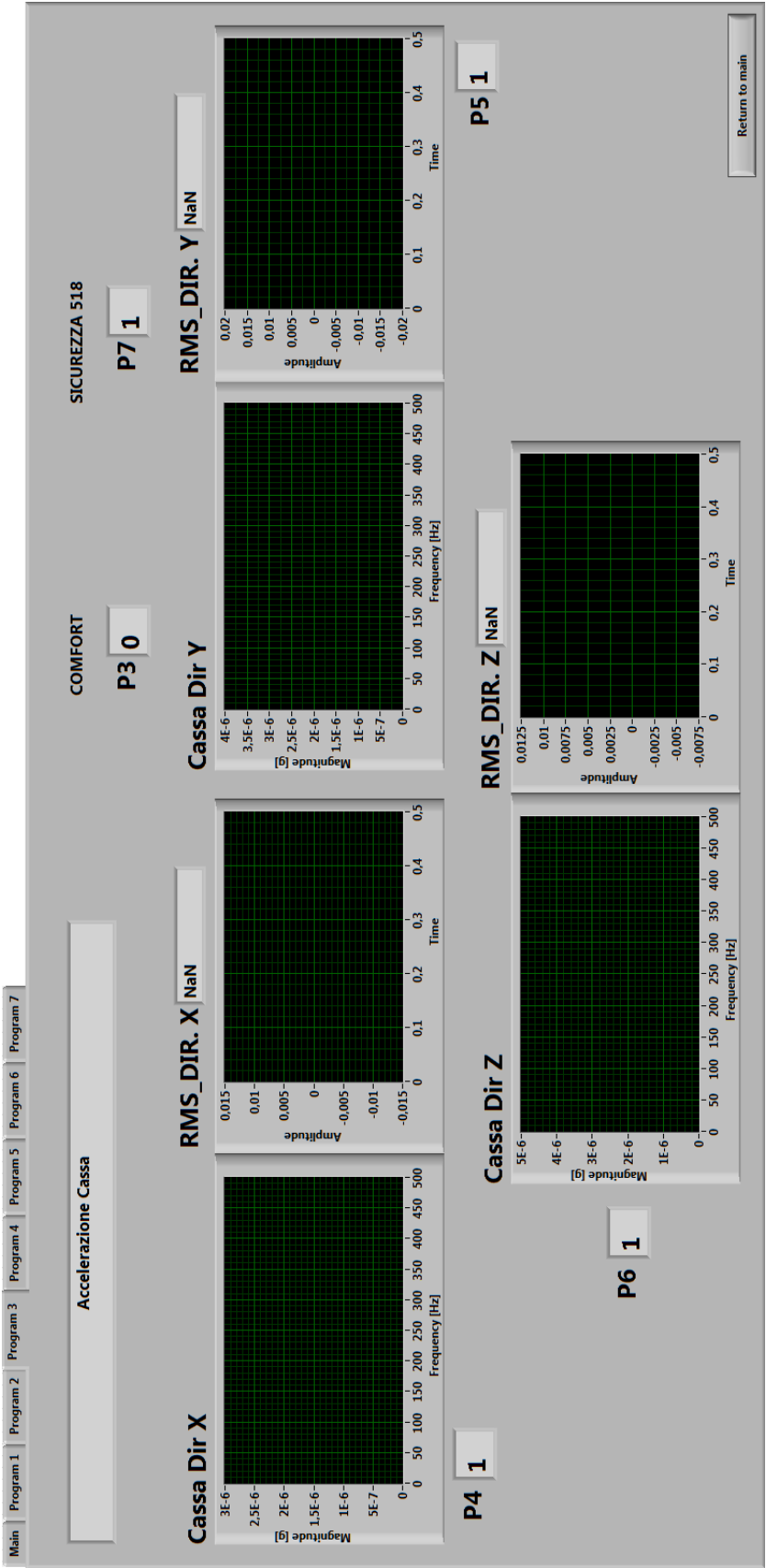


Fig. 116: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni in cassa.

4.2.4. Monitoraggio accelerazioni verticali in boccola

Questo programma utilizza tutti i quattro canali della scheda di input analogico per acquisire il segnale dei quattro accelerometri verticali montati sulle boccole. Queste accelerazioni sono monitorate al fine di valutare diverse tipologie di problematiche del veicolo. Il segnale viene analizzato nel dominio delle frequenze e confrontato con la frequenza di rotolamento della ruota. La presenza nello spettro di frequenza di picchi con ampiezza elevata alla stessa frequenza di rotolamento della ruota indica problemi di spiattellamento e/o poligonalizzazione della ruota [91] (indice P8). Se, invece, si rilevano picchi con valore elevato di accelerazione alla stessa frequenza di passaggio del veicolo sulle traversine, allora si invia un segnale di allarme deragliamento, che è controllato dal parametro P9.

Infine le accelerazioni verticali delle 4 boccole sono confrontate tra loro per un periodo di 10 secondi e il valore r.m.s. di accelerazione di ciascuna boccola viene confrontato con la media dei valori di accelerazione r.m.s. misurati sulle altre tre boccole. Se il valore di accelerazione misurato su una boccola si discosta dal valor medio delle altre allora il valore del parametro relativo a quella boccola (da P10 a P13) viene incrementato fino a raggiungere il valore limite (pari a 5): a questo punto viene generato un segnale di allarme che indica problemi ad una delle sospensioni primarie del veicolo.

Nel caso di veicoli passeggeri con doppio stadio di sospensione i valori dei parametri P10-P13 devono essere confrontati con i parametri P4-P6 che valutano lo stato della sospensione secondaria, monitorando la funzione di trasferimento boccola-cassa. In questo modo è possibile distinguere se un'anomalia del parametro P4-P6 è dovuta alla sospensione primaria o a quella secondaria. In Fig. 117 si riporta l'interfaccia utente del programma relativo al monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola; il programma permette di visualizzare a schermo e in tempo reale le accelerazioni verticali in boccola sia nel dominio del tempo sia nel dominio della frequenza. Nell'interfaccia sono, inoltre, visualizzati i valori degli indici di qualità relativi a questo programma di monitoraggio.

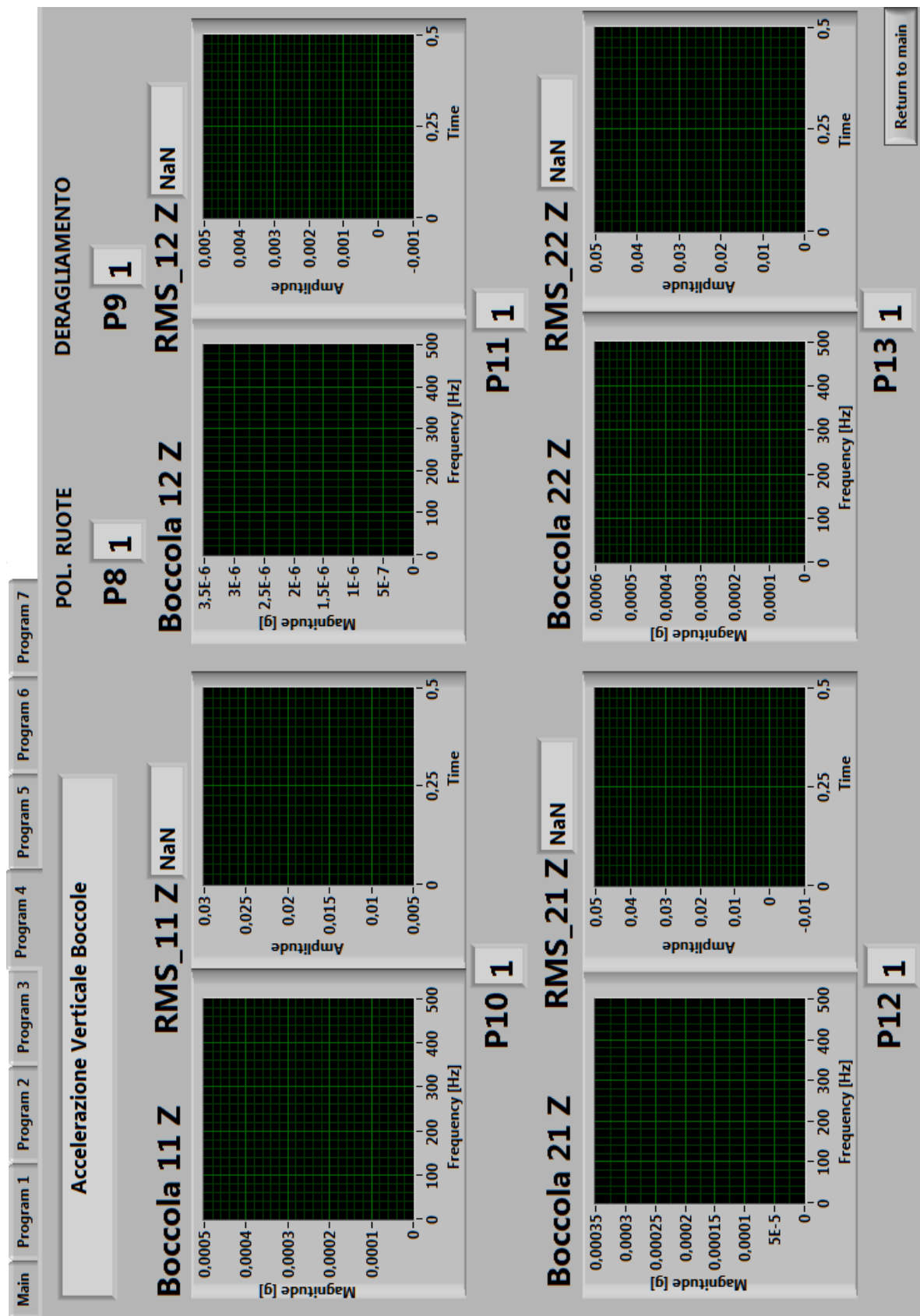


Fig. 117: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola.

4.2.5. Monitoraggio accelerazioni longitudinali in boccola

Questo programma utilizza i quattro canali analogici per acquisire gli accelerometri longitudinali installati sulle quattro boccole. Il programma utilizza queste accelerazioni per diagnosticare eventuali problemi dei cuscinetti montati in boccola. Per il monitoraggio dei cuscinetti è stata scelta questa direzione dato che risulta poco affetta dalle irregolarità di tracciato, che sono più importanti in direzione laterale e verticale. Le accelerazioni longitudinali sono analizzate nel dominio della frequenza e i picchi nell'intervallo di frequenza dei componenti dei cuscinetti (BPFO: frequenza di passaggio delle sfere sulla pista esterna, BPFI: frequenza di passaggio delle sfere sulla pista interna, FTF: frequenza propria del treno, BSF: frequenza di spin delle sfere) sono confrontati con un spettro di riferimento relativo al cuscinetto in ottimo stato (tale spettro è salvato all'interno del programma). L'indice di danneggiamento delle boccole (P14-P17) è stato definito confrontando la presenza di nuovi picchi nell'intervallo di frequenza delle proprie del cuscinetto. Questo programma può anche essere utilizzato per verificare che il collegamento tra la boccola e il telaio carrello non presenti problemi e questo controllo può essere effettuato confrontando tra loro i valori r.m.s. di accelerazione tra le boccole, come è stato fatto nel programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola. Attualmente questa funzione non è ancora stata implementata. In generale questo programma è ancora in fase di sviluppo e richiede ulteriori attività di ricerca per la calibrazione e la messa a punto.

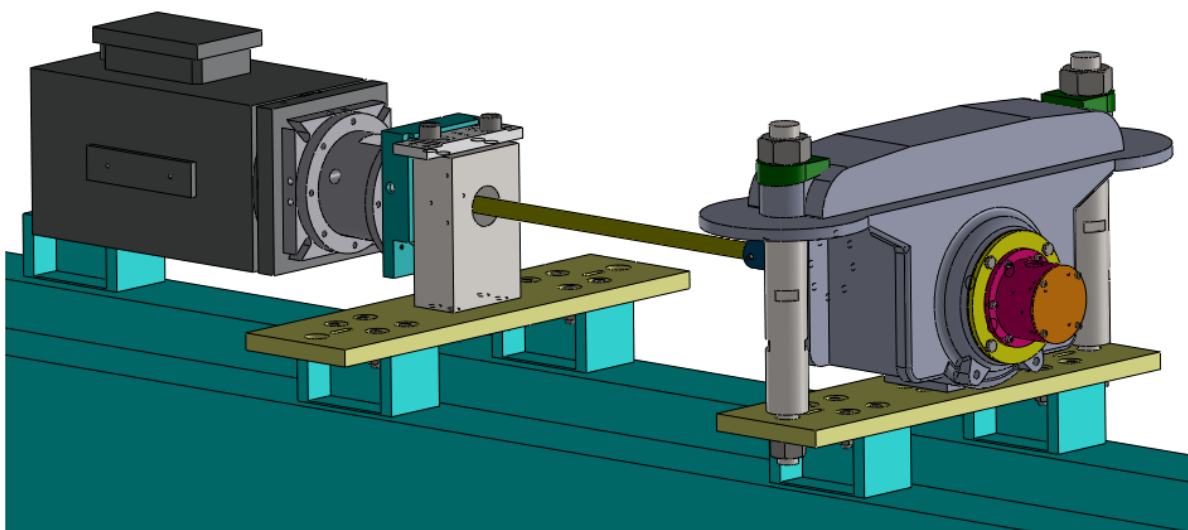


Fig. 118: Coperchio boccola strumentato installato sul banco prova boccole.

Per testare l'algoritmo, infatti, saranno necessarie molte prove su banco prova boccole, vedi Fig. 118, che permette di testare diverse tipologie di boccola con diverse tipologie di danneggiamento. In questo modo sarà possibile verificare se l'algoritmo implementato è effettivamente in grado di rilevare diverse tipologie di difetto prima della sua messa in opera. Il banco permette, infatti, di riprodurre in laboratorio diverse tipologie di danneggiamento del cuscinetto senza dover installare il sistema a bordo veicolo e, quindi, senza richiedere l'occupazione della linea ferroviaria. In Fig. 119 si riporta l'interfaccia utente del programma di monitoraggio relativo delle accelerazioni longitudinali in boccola.

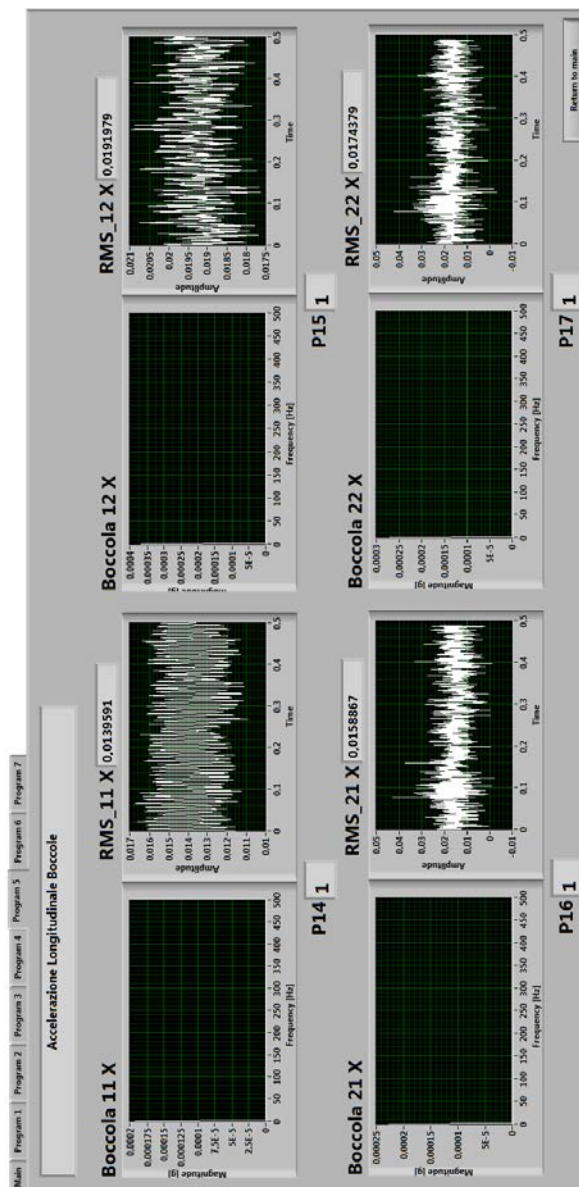


Fig. 119: Interfaccia del programma per il monitoraggio delle accelerazioni verticali in boccola.

4.2.6. Monitoraggio delle accelerazioni laterali e longitudinali in boccola

Questo programma è utilizzato per rilevare problemi di instabilità del veicolo in accordo con il criterio semplificato proposto nella norma UIC 518. Questa propone di misurare l'accelerazione laterale in boccola e di filtrarla con un filtro passa banda con banda passante pari a $f_0 \pm 2$ Hz, dove f_0 è la frequenza propria di serpeggio del veicolo. L'attenuazione del filtro deve essere maggiore o uguale a 24 dB/ottava. Il valore limite dell'accelerazione laterale filtrata può essere calcolato mediante l'Eq.131, dove M_c è la massa del carrello con tutti i suoi componenti.

$$\ddot{y}_{boc}^{LIM} = 6 - \frac{M_c}{10} \quad (131)$$

Il programma di monitoraggio in realtà non si limita a monitorare le accelerazioni laterali in boccola, ma valuta anche il caso in cui le accelerazioni laterali e longitudinali si armonizzano sulla frequenza di serpeggio del veicolo. L'indice che valuta le condizioni di stabilità del veicolo è l'indice P18. Il programma utilizza i quattro canali analogici per acquisire le accelerazioni laterali e longitudinali alternativamente sulle quattro boccole, considerando al massimo due boccole contemporaneamente. L'indice P18 è ovviamente relativo alla boccola più critica. E' evidente che questo metodo richiede di conoscere preventivamente il valore della frequenza di serpeggio f_0 del veicolo e questa può essere determinata da un modello numerico dettagliato del veicolo. Per questa ragione al fine di sviluppare un programma di monitoraggio dettagliato è necessario disporre del modello numerico del veicolo che si vuole monitorare.

4.2.7. Monitoraggio delle accelerazioni laterali e verticali in cassa

Il programma acquisisce l'accelerazione verticale e laterale in cassa per calcolare il parametro denominato "Running Behaviour" definito nella normativa UIC 518. Questo parametro viene stimato sulla base di tre differenti misure:

- I valori massimi di accelerazione laterale e verticale in cassa, calcolati secondo l' Eq. 132 non devono superare il valore limite di 2.5 m/s^2 per veicoli passeggeri. Il limite per veicoli merci è di 5 m/s^2 per l'accelerazione verticale e di 3 m/s^2 per quella laterale.

$$\ddot{x}_{\text{Max}} = \ddot{x}_m + 3\sigma \quad (132)$$

In Eq. 132 \ddot{x}_m è il valore medio di accelerazione mentre σ è la deviazione standard. Queste quantità sono calcolate su un campione come definito dalla norma stessa. L'accelerazione laterale deve essere filtrata con un filtro passa basso a 6 Hz, mentre quella verticale deve essere filtrata con un filtro passa banda nell'intervallo 0.4-4 Hz.

- Il valori r.m.s. di accelerazione laterale e verticale in cassa non devono rispettivamente superare 0.5 m/s^2 e 0.75 m/s^2 per veicoli passeggeri e 1.3 m/s^2 e 2 m/s^2 per veicoli merci. Il valore r.m.s. delle accelerazioni deve essere calcolato su una finestra di 100 m con incrementi di 10 m. Lo spazio percorso dal veicolo è calcolato integrando nel tempo il segnale di velocità proveniente dall'encoder.
- Il valore di accelerazione laterale filtrato con un filtro passa basso a 0.4 Hz non deve superare il valore di 1.5 m/s^2 per veicoli passeggeri e di 1.3 m/s^2 per veicoli merci.

Il parametro che tiene conto del comportamento dinamico del veicolo è il parametro P19 che diventa elevato 4 o 5 quando uno dei parametri appena descritti supera il suo valor limite.

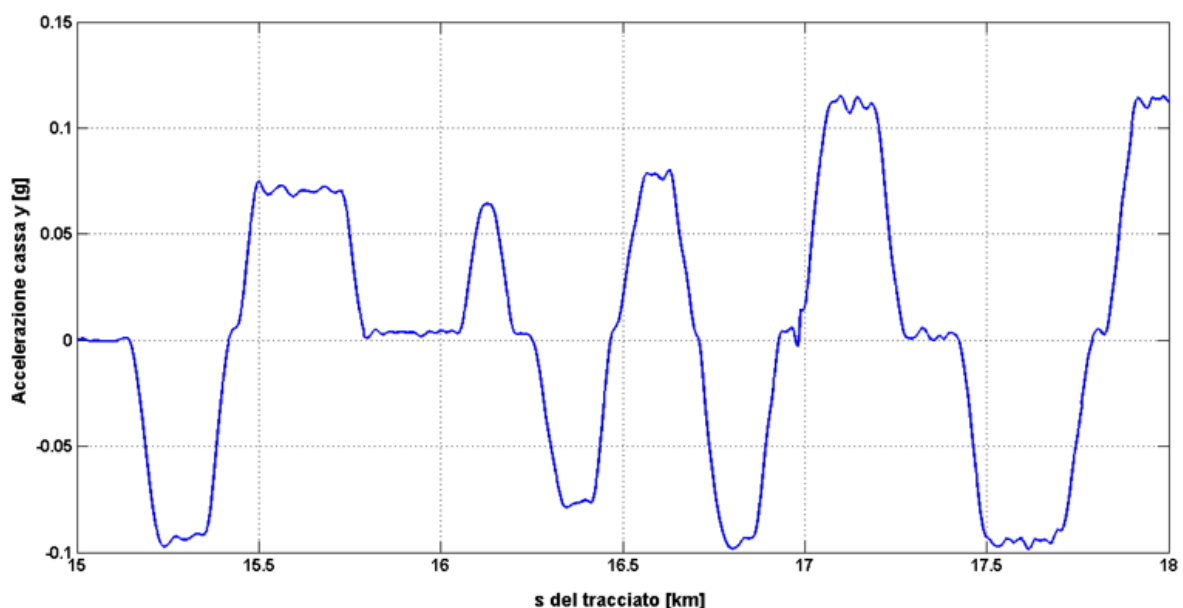


Fig. 120: Accelerazione laterale misurata in cassa del veicolo e filtrata con filtro passa basso.

In questo caso il sistema invia un allarme che segnala un problema legato alle condizioni di marcia del veicolo; per esempio un valore troppo elevato di accelerazione laterale è interpretato come un problema legato all'eccessiva velocità del veicolo in curva. In Fig. 120 si riporta un esempio di accelerazione laterale misurata in cassa e filtrata con un filtro passa passo a 0.4 Hz.

4.3. Installazione del sistema su veicolo e prove preliminari

Il sistema di monitoraggio è stato installato e testato su un veicolo merci messo a disposizione dalla società "Ferrovie del Gargano" all'interno del progetto Europeo ACER-Rail. Il tratto di linea su cui è stato provato il sistema va da San Severo a Peschici ed è una linea secondaria che presenta curve a corto raggio e pendenze superiori al 30‰. Il veicolo su cui è stato installato il sistema è un carro merci equipaggiato con carrelli di tipo ORE. Il sistema di monitoraggio è stato installato solamente su uno dei due carrelli, ma duplicando il sistema è possibile equipaggiare l'intero veicolo. Questo non è stato possibile farlo in quanto uno dei due carrelli è stato equipaggiato con dispositivi di misura di altri partner del progetto Acem-Rail.

Osservando la Fig. 121 si può notare che il cavo che proviene dal coperchio boccola non è direttamente collegato alla centralina, ma è collegato ad una scatola di derivazione intermedia. Questa permette una più agevole installazione dei cablaggi e assicura che, in caso di rottura, il cavo non possa finire sotto le ruote del veicolo. Inoltre, questa scatola di derivazione sarà utilizzata in future versioni del sistema per l'alloggiamento delle batterie tampone, che sono necessarie per alimentare il sistema quando non si dispone di impianto elettrico.

Durante le prove il sistema è stato alimentato dall'esterno. In Fig. 122 si riporta un dettaglio del sistema di monitoraggio installato sul carro merci, dove si può notare la centralina, la scatola di derivazione e il coperchio boccola strumentato, che è stato sostituito a quello originale. Ovviamente la posizione occupata dalla scatola in Fig. 122 è solamente provvisoria ed è stata scelta perché consente una rapida installazione sul carro e permette di agganciare/sganciare i cavi rapidamente. Nel

sistema finale la scatola sarà comunque installata in cassa, ma in una zona più protetta e meno visibile.

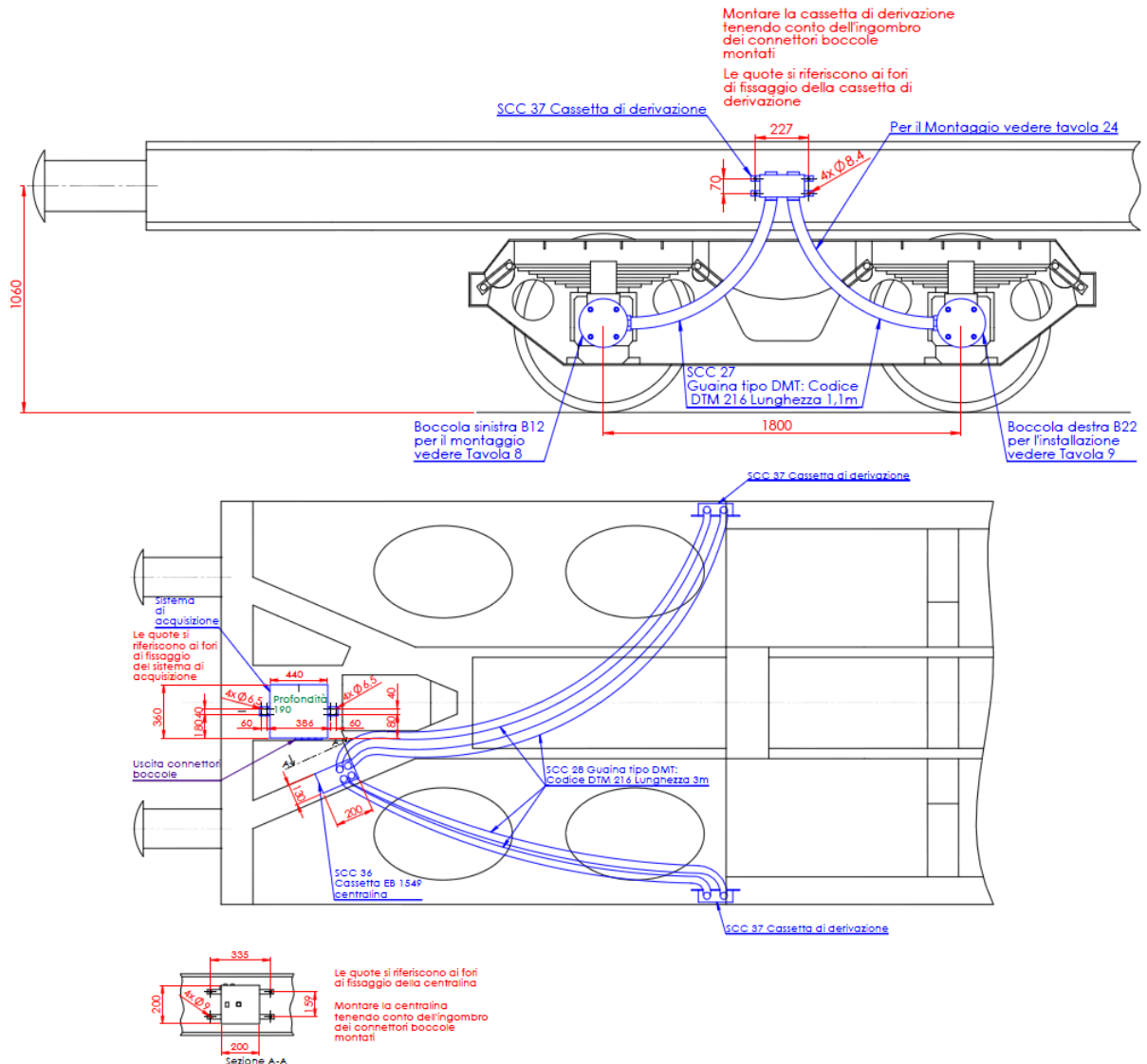


Fig. 121: Schema di installazione del sistema di monitoraggio su uno dei carrelli del veicolo merci.

Durante le prove gli indici di qualità e i dati acquisti sono stati visualizzati su un PC host, vedi Fig. 123, che è stato installato su un'automotrice che è accoppiata al carro merci, vedi Fig. 124. Il sistema è stato testato per più di 160 km e le prove sono servite a controllare che il sistema di acquisizione e condizionamento dati funzionasse correttamente; infatti, durante le prove, e solamente in alcuni tratti, sono stati salvati i dati grezzi acquisiti dai sensori senza alcuna elaborazione. In pratica in

alcuni tratti si è forzata l'esecuzione di un singolo sottoprogramma in modo tale da avere accesso, per sufficiente tempo, a quattro sensori di cui si desidera acquisire il segnale.



Fig. 122: Sistema di monitoraggio installato su carro merci.



Fig. 123: Interfaccia utente del programma di monitoraggio eseguita durante le prove.

La ferrovia San Severo – Peschici è una linea regionale secondaria che collega la costa settentrionale del Gargano alla ferrovia Adriatica ed è gestita dalla società Ferrovie del Gargano (FG).



Fig. 124: Carro merci e automotrice utilizzati durante la campagna di prove sperimentali.

Osservando la planimetria del tracciato, riportata in Fig. 125, si può notare che il tracciato include zone con curve a corto raggio, soprattutto nel tratto che costeggia il lago di Varano. In Fig. 126 si riporta, invece, l'altimetria del tracciato in cui si possono notare diverse zone in cui la pendenza è molto elevata. Le prove sono state eseguite percorrendo la tratta da San Severo a Peschici e da Peschici a San Severo. I dati principali della linea San Severo-Peschici sono riportati in Tab. 19. Sulla linea attualmente circolano solamente una decina di tipologie di veicoli passeggeri.

Durante le prove il sistema non ha rilevato particolari anomalie del veicolo, ma ha registrato valori di accelerazione elevati in alcuni punti della linea. Questi sono causati da irregolarità importanti del tracciato. Il sistema di monitoraggio, infatti, potrebbe anche essere utilizzato come sistema di misura del tracciato per verificare la presenza di irregolarità mediante il rilievo accelerometrico su un veicolo di prova. In Fig. 127 si riporta l'andamento della temperatura delle due boccole relative allo stesso asse.

Apertura	27 ottobre 1931
Stato attuale	In uso
Gestore	Ferrovie del Gargano
Lunghezza	78 chilometri
Binari	Singolo
Scartamento	1435 millimetri
Profilo rotaia	UIC 60/UNI 50
Angolo di posa	1/20
Numero di stazioni	18 in uso
Alimentazione	Elettrica
Interscambio	A San Severo per Pescara A San Severo per Bari
Servizi merci	Non effettuato

Tab. 19: Dati principali della linea ferroviaria San Severo-Peschici.

I valori riportati nel grafico sono stati interpolati su quelli misurati, infatti, questi ultimi non sono stati rilevati in modalità continua, dato che durante le prove sono stati eseguiti in maniera ciclica tutti i programmi di monitoraggio, e, in alcuni tratti, è stata forzata l'esecuzione di un solo programma per una certa durata di tempo. Osservando l'andamento della temperatura in boccia non si notano particolari anomalie, infatti, la temperatura dei cuscinetti si mantiene bassa rispetto a quella ambiente e la differenza di temperatura tra le due bocche non è mai eccessivamente elevata (massimo 5 °C).



Fig. 125: Planimetria del tracciato Peschici-San Severo.

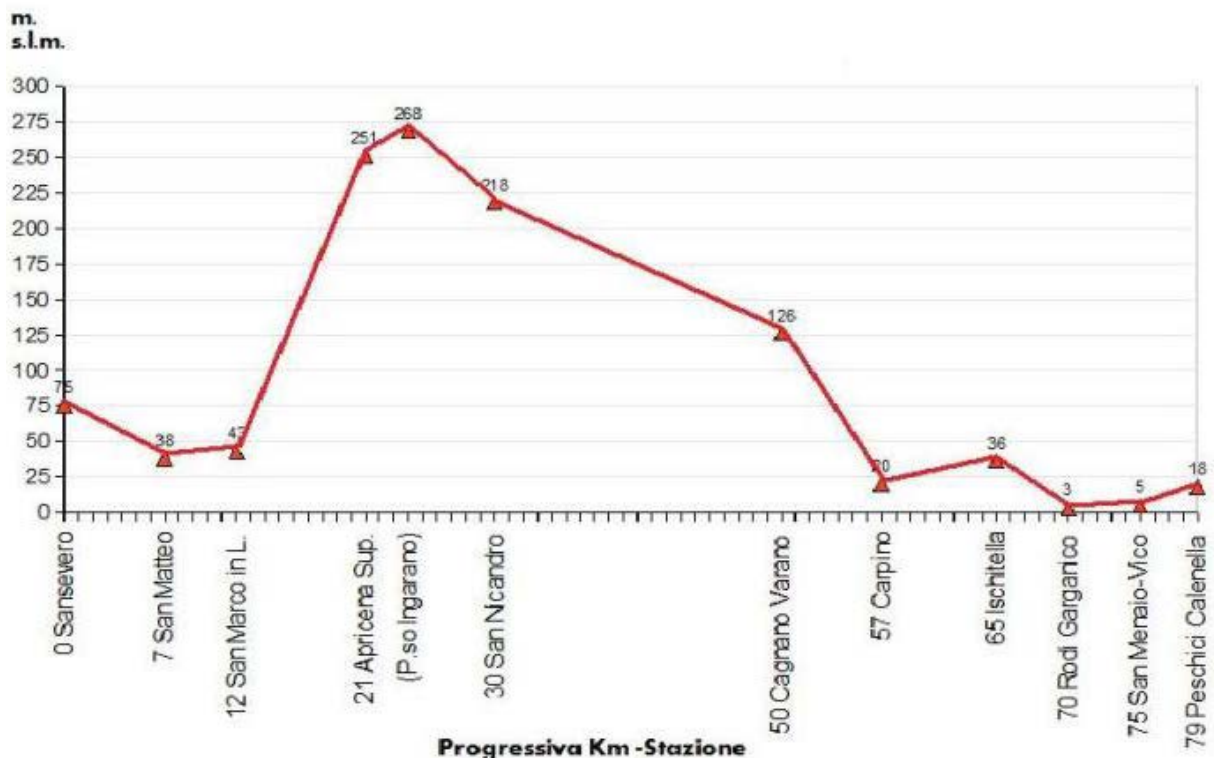


Fig. 126: Altimetria del tracciato Peschici-San Severo.

Bisogna però considerare che le prove sono state effettuate a velocità ridotta, senza mai superare i 50 km/h; questa limitazione è stata necessaria per permettere agli altri partner del progetto Acem-Rail di testare i loro dispositivi. In Fig. 128 si riportano le accelerazioni misurate sulla boccola B22 (con riferimento alla Fig. 121) e quelle misurate sulla cassa del veicolo in un tratto compreso tra San Severo e San Marco in Lamis. A queste ultime è solamente stata rimossa la componente statica di accelerazione (dato che gli accelerometri sono capacitivi) in maniera da poterle confrontare facilmente con quelle in boccola (accelerometri piezoelettrici).

Le accelerazioni in cassa sono di entità inferiore rispetto a quelle in boccola, soprattutto per quanto riguarda l'accelerazione verticale. Questa riduzione è attribuibile alla sospensione primaria, che consente di "filtrare" le accelerazioni provenienti dalla boccola, causate dalle irregolarità di tracciato. I picchi di accelerazione in boccola superano i 50 m/s^2 , ma questi valori di picco non evidenziano particolari anomalie del veicolo. In Fig. 130 si riportano le accelerazioni misurate sulla boccola B22 e sulla cassa del veicolo in un tratto di circa 12 km.

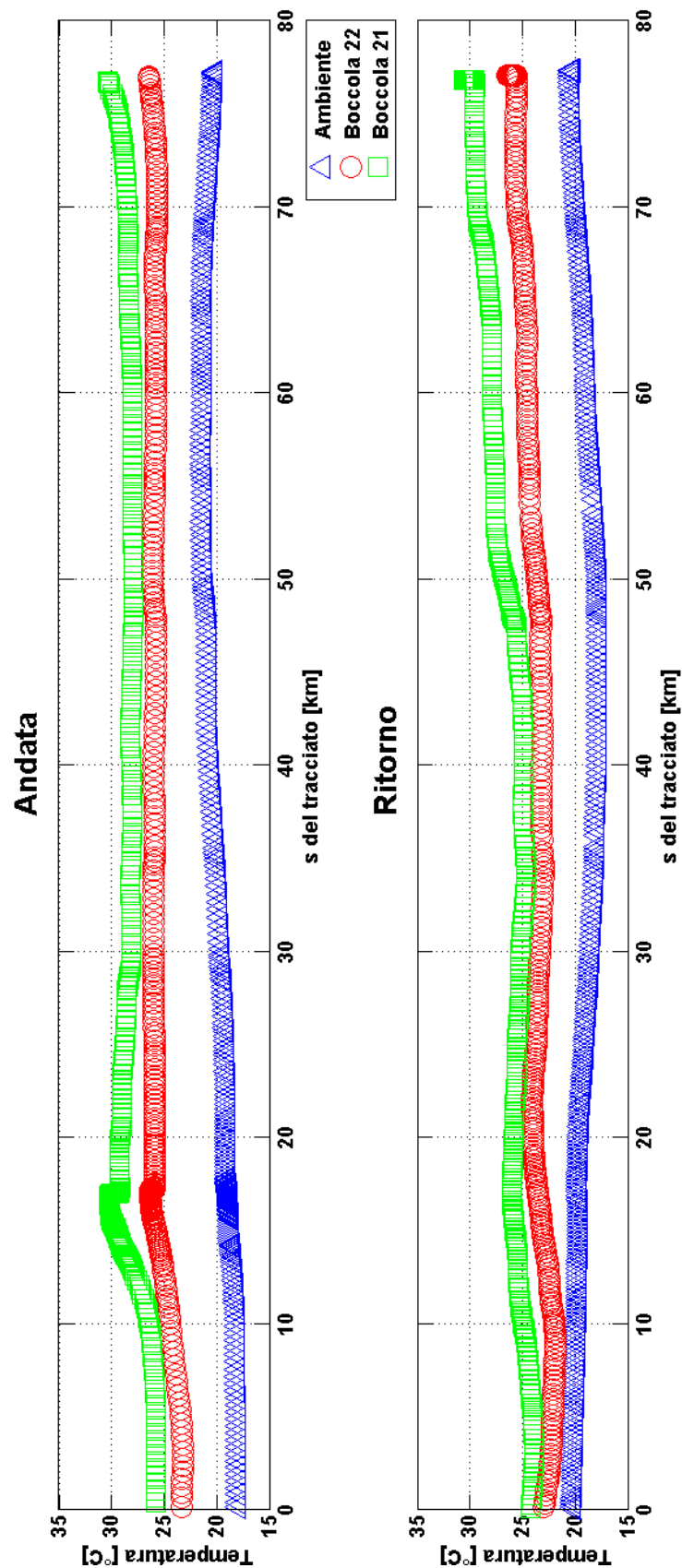


Fig. 127: Temperatura rilevata su due boccole appartenenti allo stesso asse durante le prove.

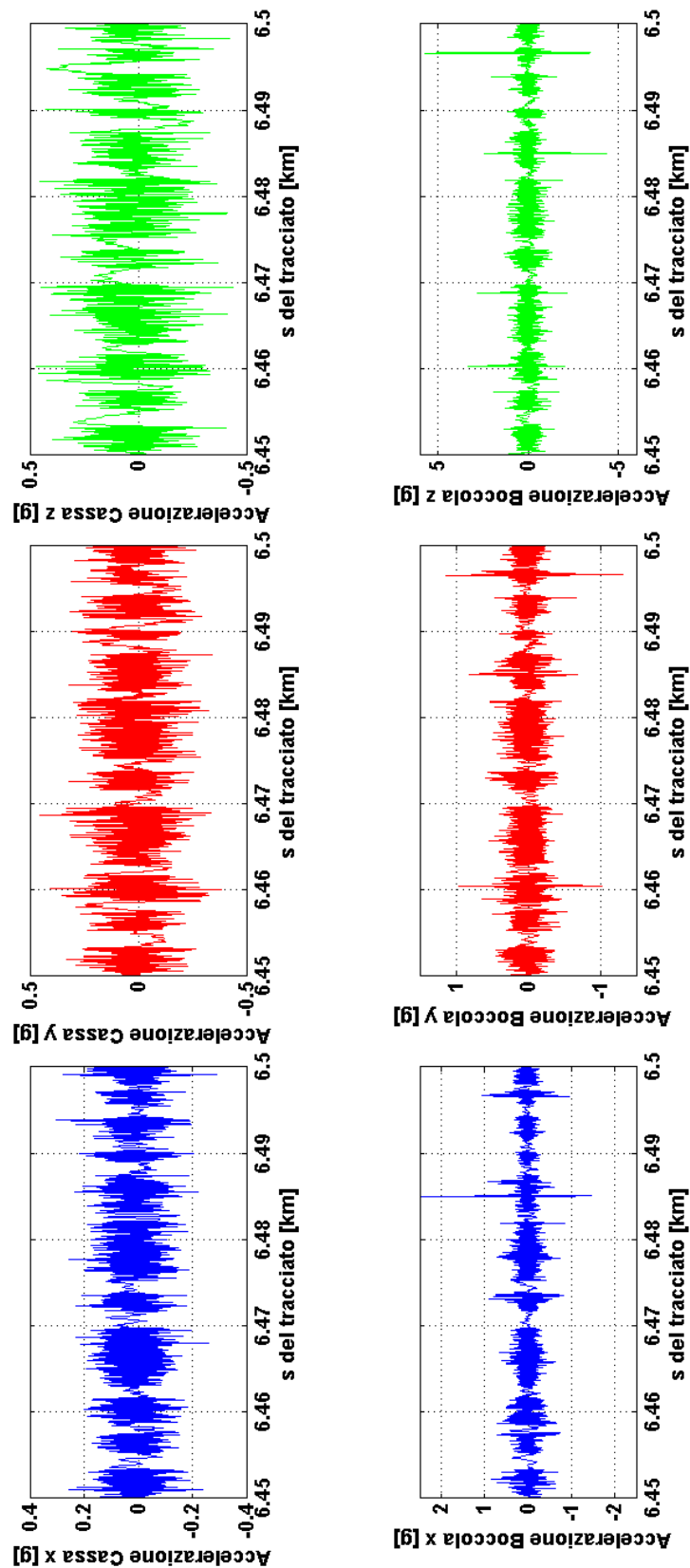


Fig. 128: Confronto tra le accelerazioni rilevate sulla boccola B22 e quelle rilevate in cassa in un tratto compreso tra San Severo e San Marco in Lamis.

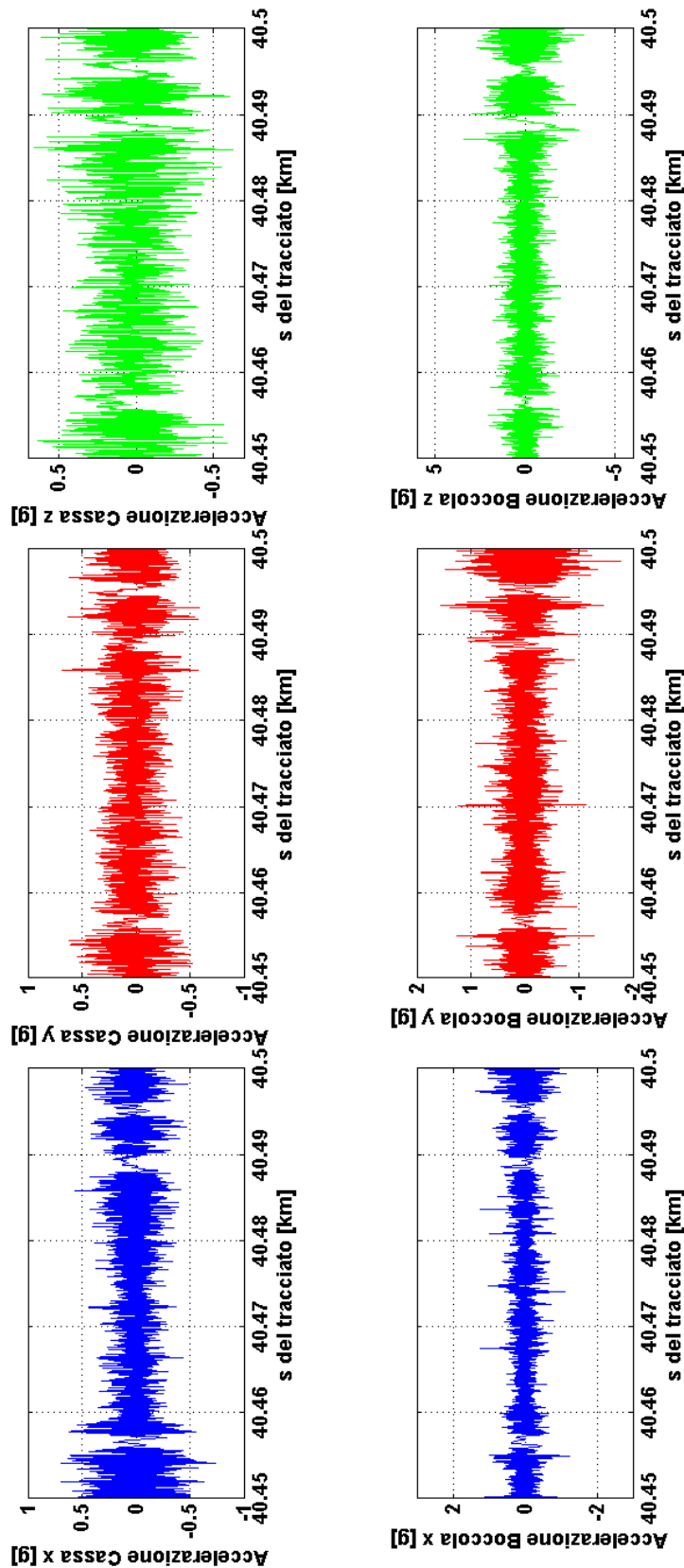


Fig. 129: Confronto tra le accelerazioni rilevate sulla boccola B22 e quelle rilevate in cassa in un tratto compreso tra San Marco in Lamis e San Nicandro.

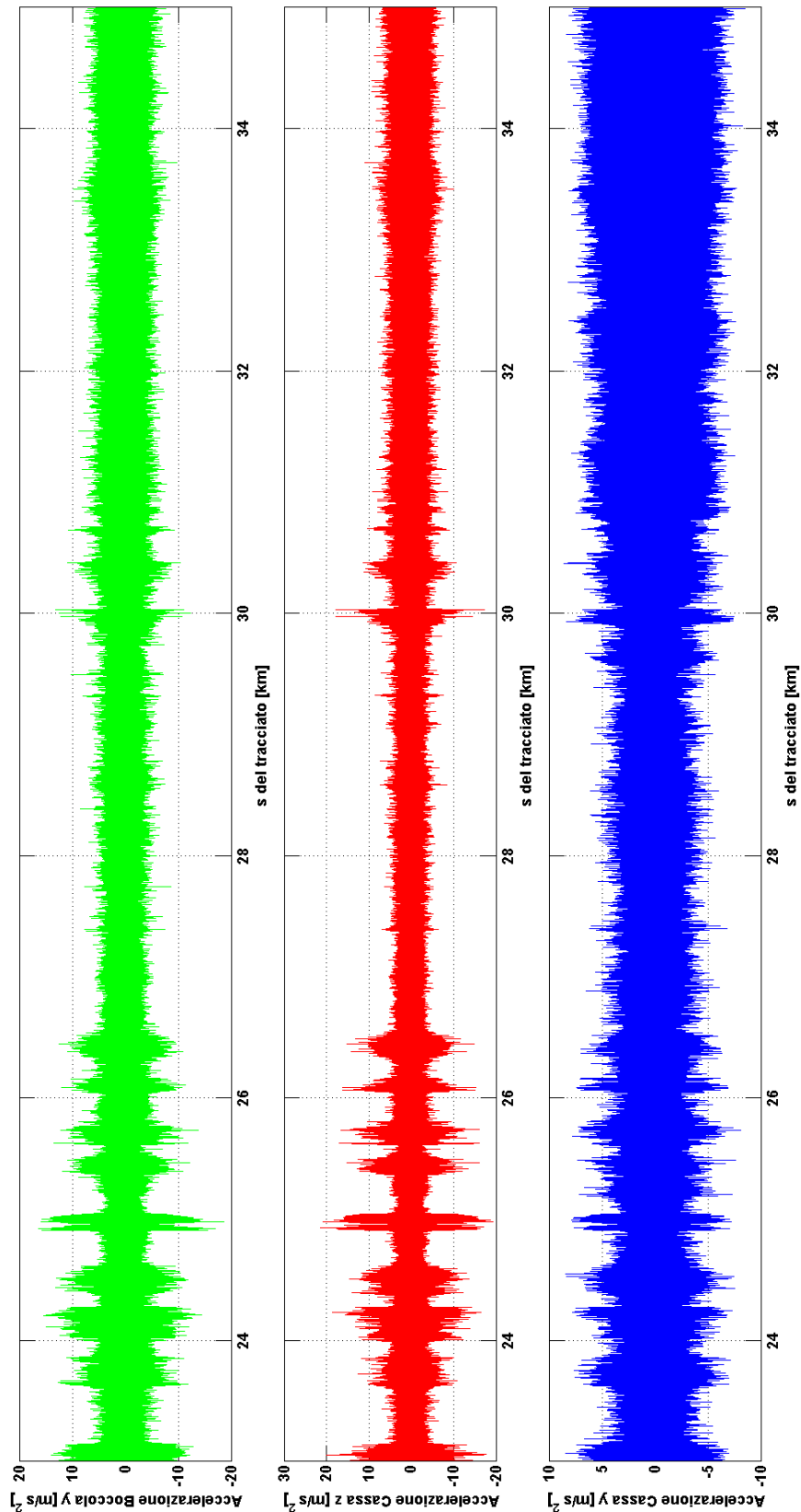


Fig. 130: Accelerazioni rilevate sulla cassa e sulla boccola B22 necessarie per il calcolo dei parametri relativi a sicurezza e comportamento in ordine di marcia secondo la UIC 518.

Queste accelerazioni sono state utilizzate dall'algoritmo di monitoraggio per il calcolo degli indici di sicurezza e di stabilità di marcia del veicolo in accordo con la norma UIC 518.

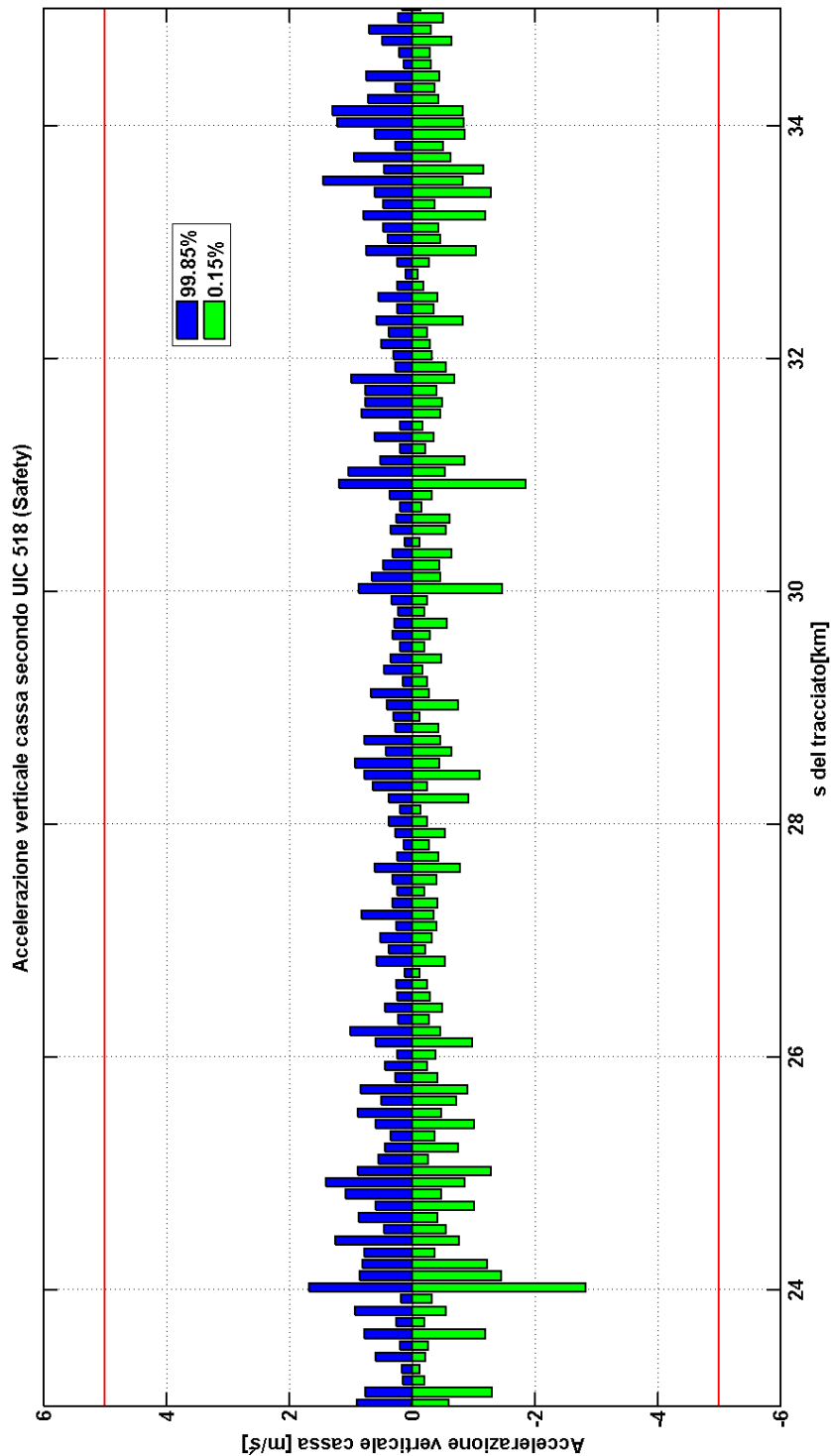


Fig. 131: Accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).

Per quanto riguarda l'indice relativo alla sicurezza di marcia (*safety*) l'algoritmo di monitoraggio elabora le accelerazioni laterali e verticali in cassa e l'accelerazione laterale misurata sulle due boccole.

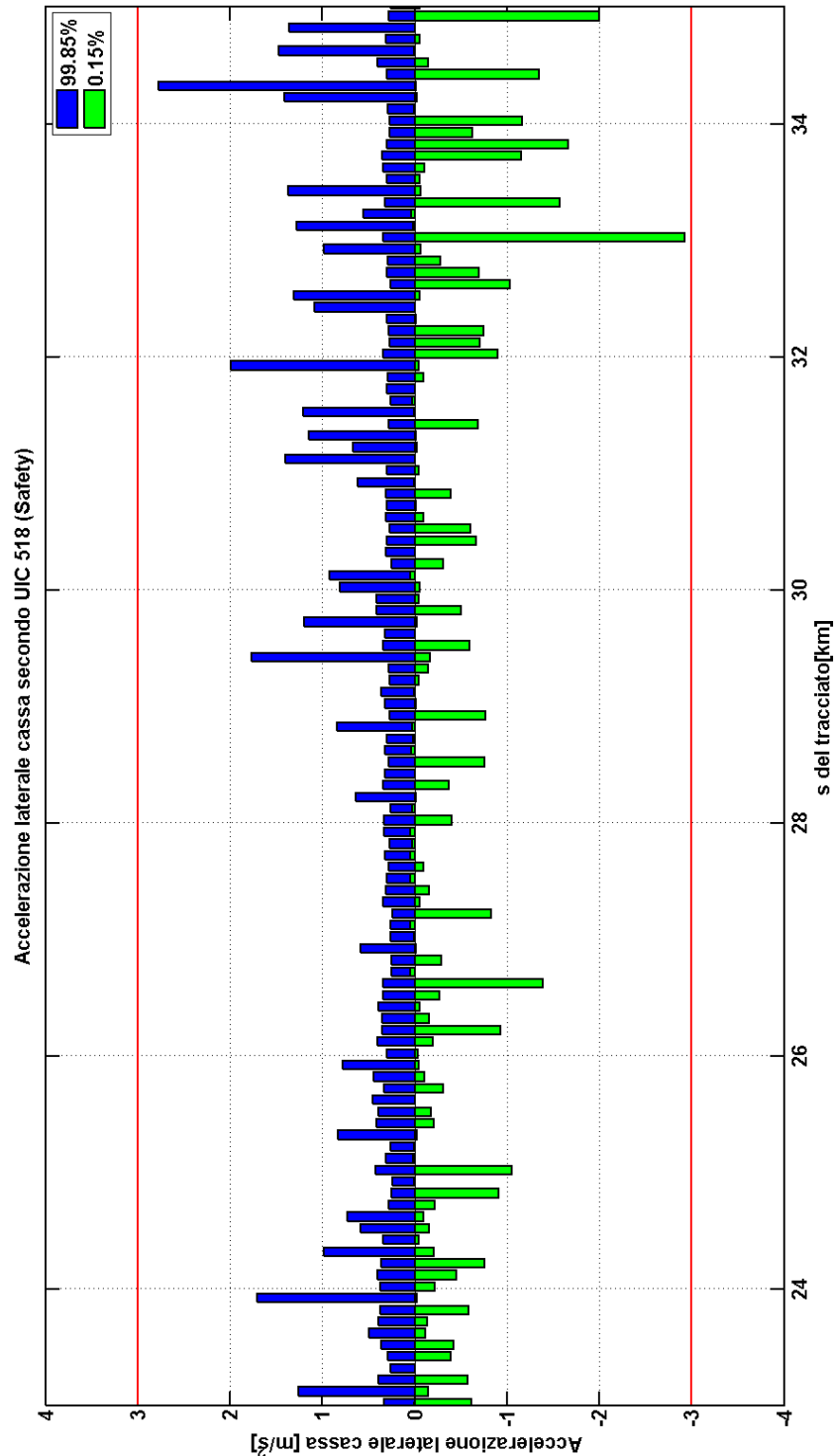


Fig. 132: Accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).

Relativamente all'accelerazione verticale in cassa, vedi Fig. 130, l'algoritmo, dopo aver filtrato le accelerazioni in accordo con la UIC 518, determina il 99.85% percentile e lo 0.15% percentile, vedi Fig. 131. La stessa operazione è effettuata per le accelerazioni laterali in cassa e boccola, vedi Fig. 132 e Fig. 133.

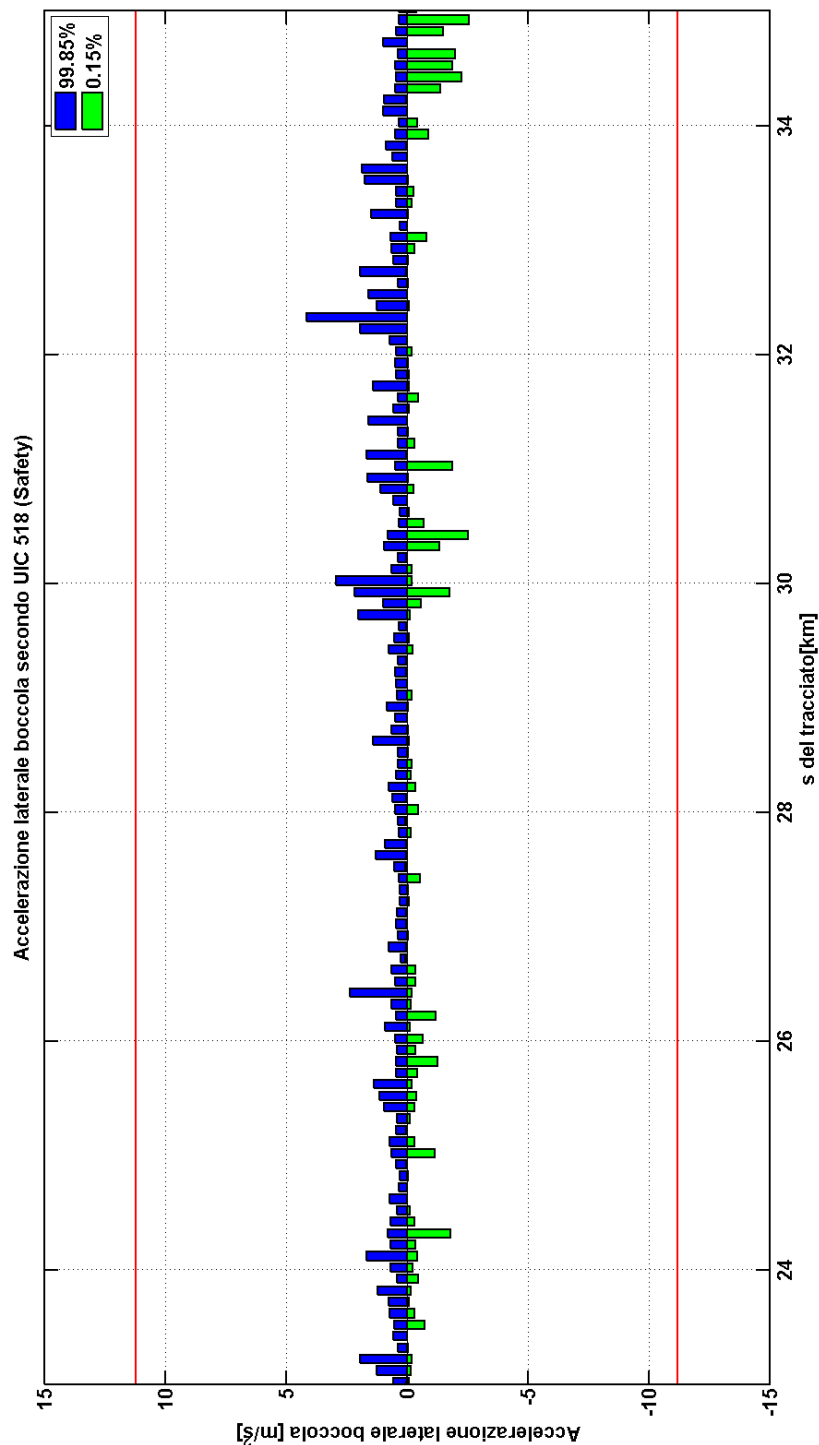


Fig. 133: Accelerazione laterale in boccola B22 rielaborata secondo la UIC 518 (sicurezza).

L'operazione di rielaborazione di queste tre accelerazioni viene effettuata dall'algoritmo di monitoraggio per calcolare il parametro P7.

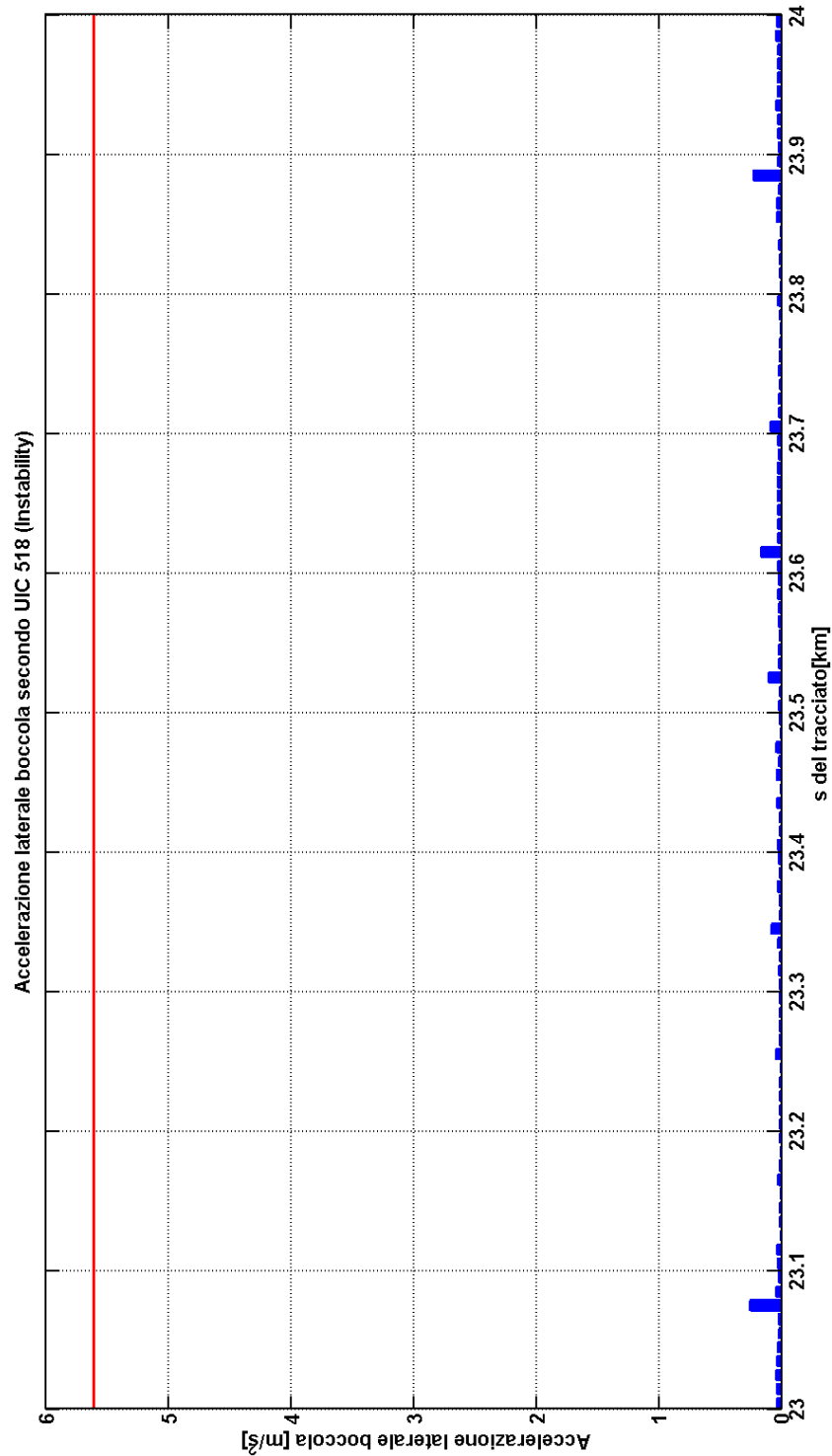


Fig. 134: Accelerazioni laterale in boccola B22 rielaborata secondo la UIC 518 per la valutazione della stabilità di marcia del veicolo.

Per la valutazione della stabilità del veicolo l'accelerazione laterale in boccola viene filtrata con un filtro passa banda nell'intorno della frequenza di serpeggio del veicolo e ne viene calcolato il valore r.m.s., vedi Fig. 134 (indice P18).

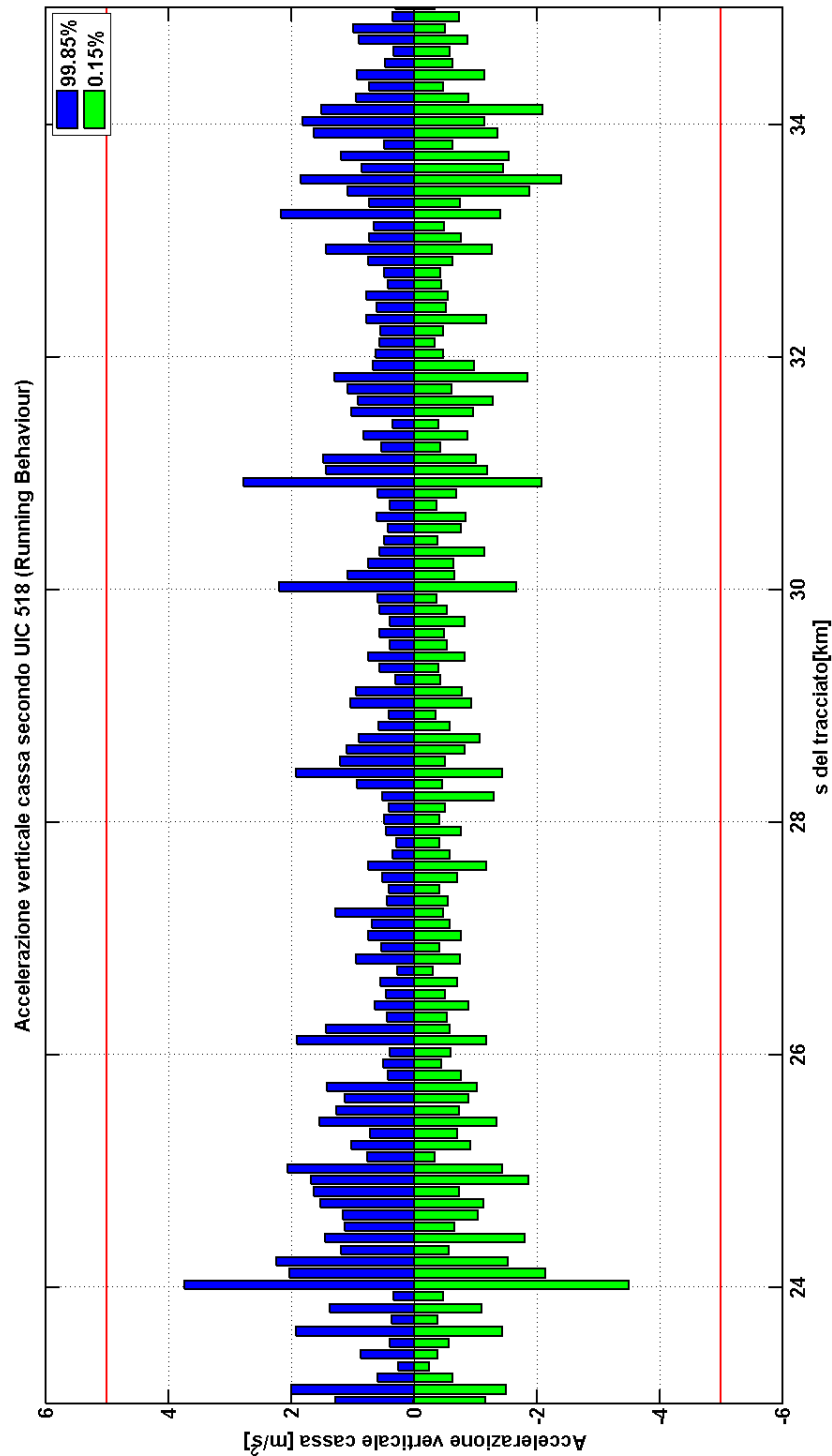


Fig. 135: Accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).

Il "*Running Behaviour*" del veicolo si basa sul monitoraggio delle stesse accelerazioni che sono utilizzate per la valutazione della "sicurezza" del veicolo. In Fig. 135 e Fig. 136 si riportano i percentili 99.85% e 0.15% dell'accelerazione verticale e laterale in cassa.

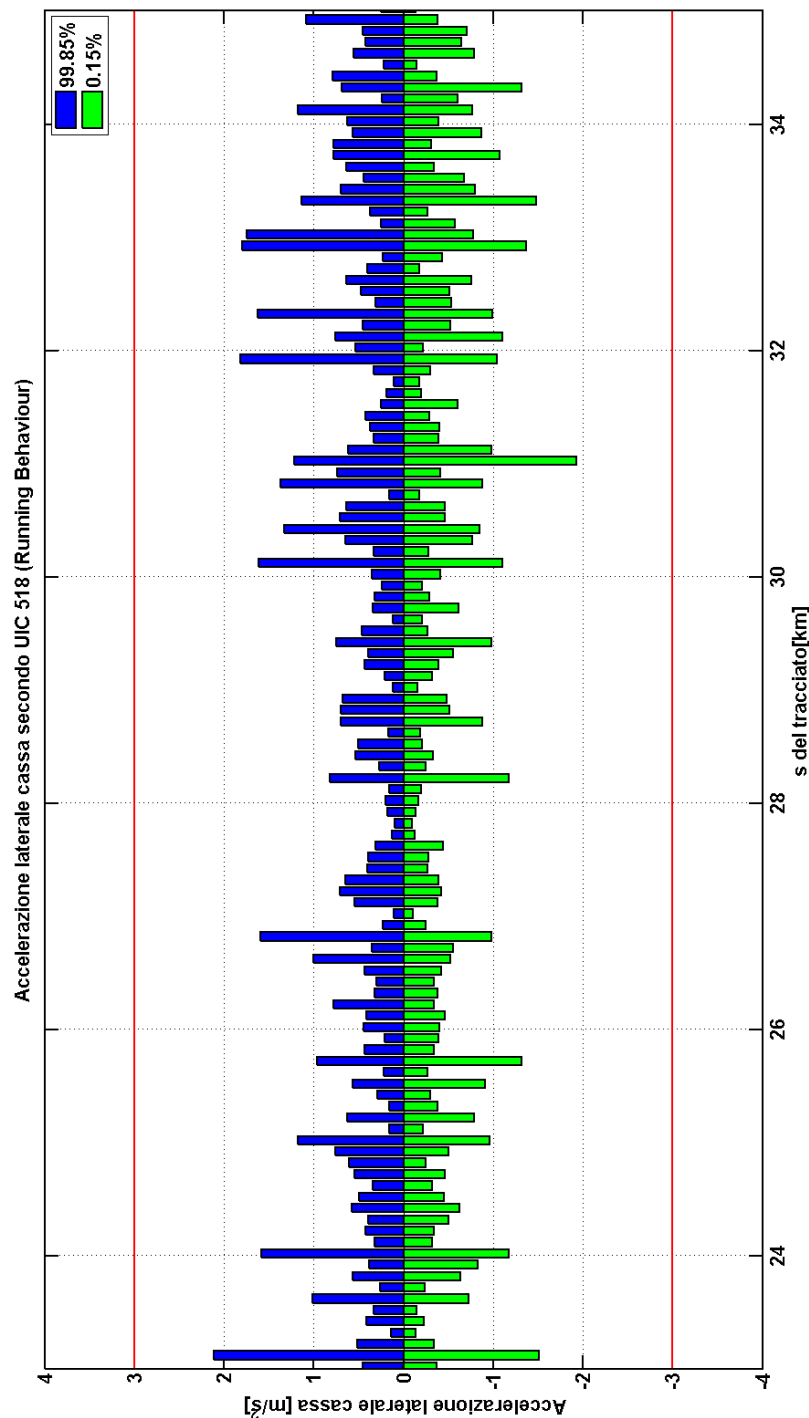


Fig. 136: Accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).

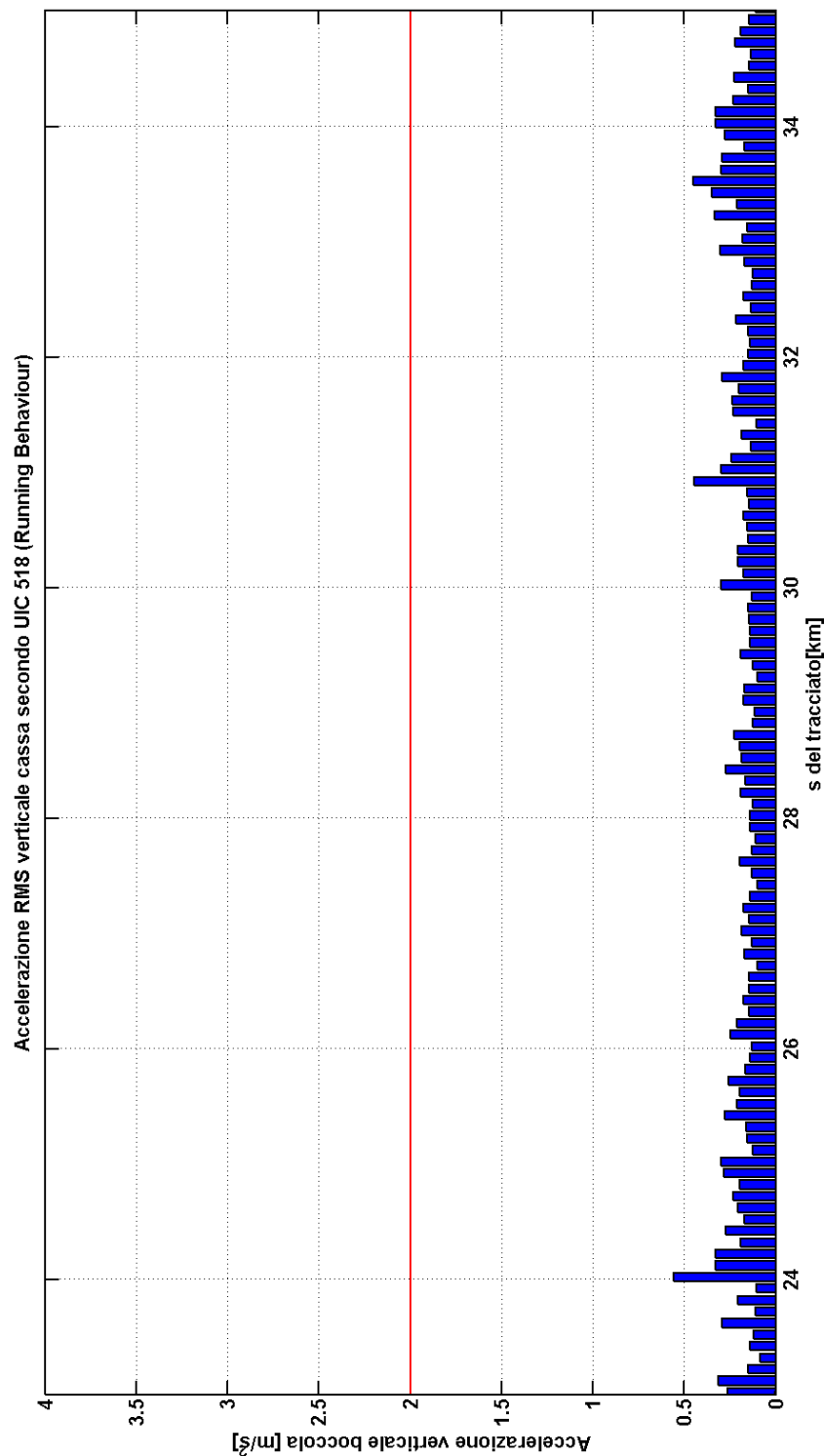


Fig. 137: Valore r.m.s. dell'accelerazione verticale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).

La normativa UIC 518 per quanto riguarda la valutazione del comportamento dinamico del veicolo richiede il calcolo del valore r.m.s. delle accelerazioni verticali

(Fig. 137) e laterali (Fig. 138) in cassa. Il parametro dell'algoritmo di monitoraggio che valuta il "running behaviour" del veicolo è il P19.

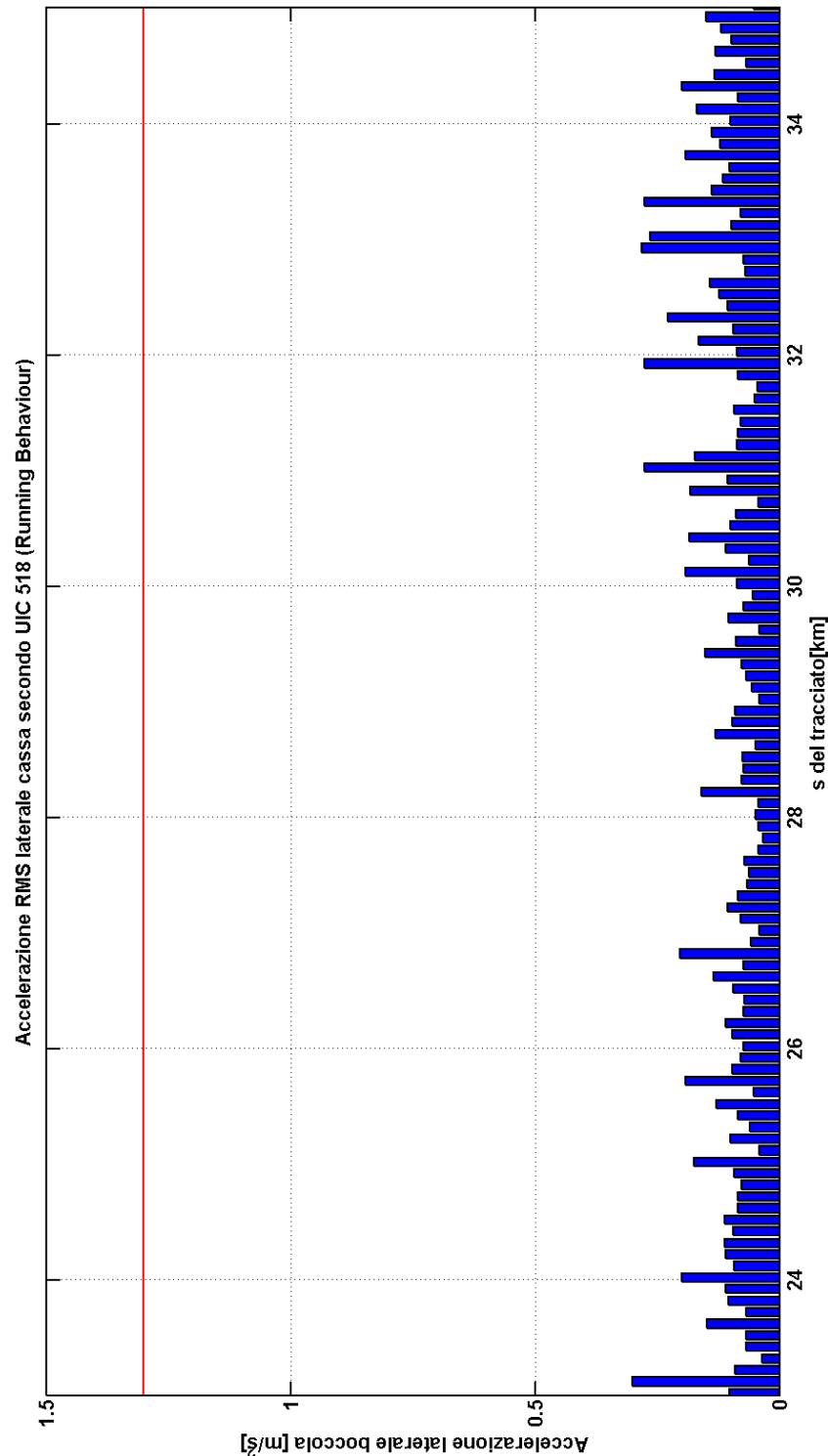


Fig. 138: Valore r.m.s. dell'accelerazione laterale in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (comportamento dinamico).

Sempre per quanto riguarda il "running behaviour" la UIC 518 richiede il calcolo del percentile al 50% dell'accelerazione laterale in cassa al fine di monitorare il valore massimo dell'accelerazione laterale in cassa in condizioni quasi statiche.

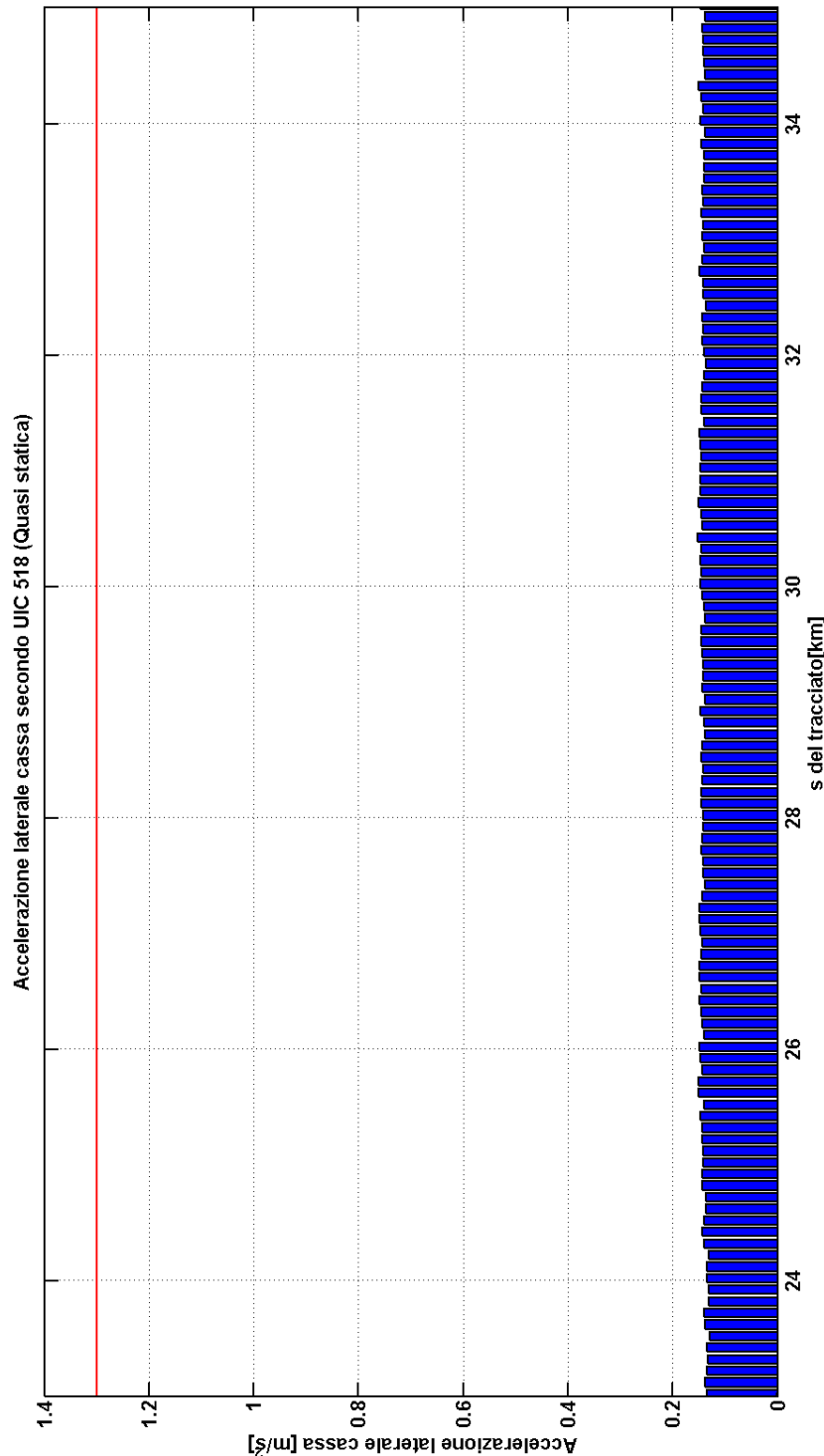


Fig. 139: Valore r.m.s. dell'accelerazione laterale quasi statica in cassa rielaborata secondo la UIC 518 (stabilità laterale).

L'andamento dell'accelerazione quasi statica è riportata in Fig. 139 e tale accelerazione tiene conto di un eventuale sovra velocità del veicolo durante la marcia in curva. Osservando le figure riportate sopra non si rilevano particolari anomalie del veicolo nel tratto in esame e i valori di accelerazione si attestano ben al di sotto dei limiti imposti dalla UIC 518. Il sistema di monitoraggio normalmente non permette di acquisire i dati elaborati dai vari programmi e permette il solo salvataggio degli indici di qualità del veicolo. In questo caso, dato che il sistema è ancora in fase prototipale, è possibile forzare dal PC *host* l'esecuzione di un ben determinato programma e trasmettere tramite protocollo UDP i dati acquisiti dal PC *target* verso il PC *host*. La versione finale del sistema non permetterà l'acquisizione dei segnali dei vari sensori perché questa operazione richiederebbe l'installazione di un'unità di archiviazione di massa o sul PC *target* o su quello *host*; inoltre, in quest'ultimo caso la rete ethernet avrebbe un flusso continuo di dati rischiando di generare dei ritardi nella trasmissione degli indici di qualità verso l'*host*.

5. Conclusioni

La tesi di dottorato ha analizzato le problematiche relative al fenomeno del contatto ruota-rotaia, che costituisce l'aspetto più importante per l'analisi della dinamica ferroviaria. Il risultato è lo sviluppo di un innovativo algoritmo di contatto, sviluppato interamente in linguaggio C, che può essere integrato all'interno di codici multibody commerciali o utilizzato per controlli di trazione. L'algoritmo di contatto è anche in grado di valutare in tempo reale l'usura dei profili ruota e rotaia sulla base delle grandezze misurate. La peculiarità dell'algoritmo è l'efficienza computazionale che lo rende idoneo per essere eseguito su PC industriali embedded che possono essere installati a bordo veicolo. Durante la fase di sviluppo dell'algoritmo è stata fatta particolare attenzione alla parallelizzazione dell'algoritmo quando eseguito su sistemi multiprocessore. L'algoritmo di contatto è stato validato numericamente rispetto a documenti presenti in letteratura e rispetto al codice commerciale Simpack. E' stata, inoltre, effettuata una validazione sperimentale mediante l'utilizzo del banco prova Roller-Rig.

Nell'ottica di sviluppare sistemi embedded che possano essere integrati a bordo veicolo, l'attività di ricerca ha portato allo sviluppo di un sistema di monitoraggio installabile su diverse tipologie di veicolo, sia a servizio merci sia passeggeri. Lo scopo del sistema è quello di rilevare in tempo reale condizioni di marcia pericolose e anomalie di alcuni componenti meccanici del rotabile. Il sistema di monitoraggio include, infatti, diversi algoritmi che si occupano di diagnosticare differenti tipologie di problemi. Al fine di poter testare gli algoritmi diagnostici senza dover ricorrere a costose prove in linea sono stati progettati e costruiti due banchi prova. Il primo è costituito da una struttura con installato un sedile ferroviario, che permette di simulare gli stessi spostamenti della cassa del veicolo al fine di valutare l'impatto del sedile sul livello di comfort percepito dal passeggero. Il secondo è un banco prova boccole in scala reale che permette di simulare in laboratorio diverse tipologie di difetti dei cuscinetti al fine di valutare se gli algoritmi diagnostici sviluppati sono effettivamente in grado di rilevarli. Il banco permette, inoltre, di calibrare i parametri del modello numerico.

Il sistema di monitoraggio per un singolo carrello è essenzialmente costituito da quattro coperchi boccola strumentati, che rimpiazzano i coperchi originali senza richiedere alcuna modifica al corpo boccola, e da un sistema di condizionamento segnali e acquisizione dati progettato *ad hoc*. Questo sistema, infatti, è stato sviluppato nell'ottica di minimizzare i costi e, quindi, il numero di canali analogici per l'acquisizione dati è stato limitato a quattro e uno speciale multiplexer si occupa di reindirizzare i segnali dei diversi sensori su questi canali. Il reindirizzamento dei segnali è gestito per mezzo di segnali digitali generati dal PC embedded che esegue gli algoritmi di monitoraggio.

Durante l'attività di dottorato è stato realizzato un primo prototipo del sistema di monitoraggio che è stato installato su un veicolo merci e testato sulla linea ferroviaria San Severo-Peschici. Durante questo primo test il sistema non ha presentato particolari criticità ed è stato possibile acquisire i dati provenienti dai diversi sensori. In definitiva, il sistema di monitoraggio realizzato potrebbe dare importanti benefici per quanto riguarda la sicurezza del veicolo ed eventualmente essere un ausilio per implementare un piano di manutenzione preventiva.

6. Bibliografia

- [1] ORE, "Interaction Between Vehicle and Track", C116/RP 1–9 /EC, Utrecht, 1978.
- [2] J.J. Kalker; "Three-dimensional elastic bodies in rolling contact", Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1990.
- [3] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà, "Introduction of a wheel-rail and wheel-roller contact model for independent wheels in a Multibody code", Proceedings of the ASME/IEEE Joint Rail Conference, Washington, 2001.
- [4] J.B. Ayasse, H. Chollet, "Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 43:3, pp. 161-172, 2005.
- [5] F.C. Carter, "On the action of a locomotive driving wheel", Proceedings of the Royal Society of London, pp. 151-157, 1926.
- [6] F.W. Carter, "On the stability of running of locomotives" Proceedings of the Royal Society of London, pp. 585–610, 1928.
- [7] K.L. Johnson, "The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane", Journal of Applied Mechanics, 25, pp. 339-346, 1956.
- [8] J. Vermeulen, K.L. Johnson, "Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces", Journal of Applied Mechanics, 31, pp. 338-340, 1964.
- [9] D.J. Haines, O. Ollerton, "Contact stress distribution on elliptical contact surface subjected to radial and tangential forces", Proc. Inst. Mech. Eng., 95, pp. 261-265, 1963.
- [10] J.J. Kalker, "Rolling Contact Phenomena: Linear Elasticity", CISM, Udine, 1999.

- [11] J.J. Kalker. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact (FASTSIM program). *Vehicle Systems Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 11, pp. 1-13, 1982.
- [12] G. Fichera, "Problemi elastostatici con vincoli unilaterali: il problema di Signorini con ambigue condizioni al contorno", *Memorie Accademie Nazionale dei Lincei*, 7, pp. 91-140, 1964.
- [13] J.T. Oden, E.B. Pires, "Nonlocal and nonlinear friction laws and variational principles for contact problems in elasticity", *Journal of Applied Mechanics*, 50, pp.67-76, 1983.
- [14] P.D. Panagiotopoulos, "A nonlinear programming approach to the unilateral contact and friction -boundary value problem in the theory of elasticity", *Ingenieur*, 44, pp. 421-432, 1975.
- [15] O. Polach, "A fast wheel-rail forces calculation computer code", *Vehicle System Dynamics*, 33, pp. 728-739, 1999.
- [16] S. Magheri, M. Malvezzi, E. Meli, A. Rindi, "An Innovate Wheel-Rail Contact Model", 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Italy, 2009.
- [17] J. Auciello, M. Ignesti, M. Malvezzi, E. Meli, A. Rindi, "Development and validation of a wear model for the analysis of the wheel profile evolution in railway vehicles", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 50:11, pp. 1707-1734, 2012.
- [18] M. Bozzone, E. Pennestrì, P. Salvini, "A Compliance Based Method for Wheel-Rail Contact Analysis", 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Italy, pp.15-18, 2009.
- [19] N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, "RTCONTACT: An efficient wheel–rail contact algorithm for real-time dynamic simulations", *Proceedings of the ASME/ASCE/IEEE 2012 Joint Rail Conference (JRC2012)*, Philadelphia, 2012.

- [20] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà, "Introduction of a wheel-rail and wheel-roller contact model for independent wheels in a Multibody code", Proceedings of the ASME/IEEE Joint Rail Conference, Washington, 2001.
- [21] Z. Ren, S.D. Iwnicki, G. Xie, "A new method for determining wheel-rail multi-point contact", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 49:10, pp. 1533-1551, 2011.
- [22] A.D. De Pater, "The Geometrical Contact between Track and Wheelset", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 17:3, pp. 127-140, 1982
- [23] UIC 519, "Method for determining the equivalent conicity", 2004.
- [24] J.P. Pascal, "About Multi-Hertzian-Contact Hypothesis and Equivalent Conicity in the Case of S1002 and UIC60 Analytical Wheel/Rail Profile", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 22:2, pp. 57-78.
- [25] J.J. Kalker, "A Simplified Theory for Non-Hertzian Contact", *Vehicle Systems Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 12:1-3, pp. 43-45, 1983.
- [26] J. Piotrowski, W. Kik, "A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 46:1-2, 27-48, 2008.
- [27] A. Alonso, J.G. Giménez, "Tangential problem solution for non elliptical contact areas with the Fastsim algorithm", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 45:4, 341-357, 2007.
- [28] A.D. de Pater, "The geometrical contact between track and wheelset", *Vehicle System Dynamics*, 17, pp. 127-140, 1988.
- [29] P. Shackleton, S. Iwnicki, "Comparison of wheel-rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and

initial results", *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 46:1-2, pp. 129-149, 2008.

- [30] R. Enblom, M. Berg, "Simulation of railway wheel profile development due to wear-influence of disc braking and contact environment", *Wear*, 258, pp. 1055-1063, 2005.
- [31] R. Lewis, U. Olofsson, "Mapping rail wear regimes and transitions", *Wear*, 257 pp. 721-729, 2004.
- [32] A. Jaschinski, H. Chollet, S. Iwnicki, A. Wickens, J. Von Würzen, "The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics", *Vehicle System Dynamics*, 31, pp. 345-392, 1999.
- [33] S.D. Iwnicki, "Roller-Rig scaling", *European Roller-Rig meeting*, Manchester, 1998.
- [34] A. Gugliotta, A. Somà, N. Bosso, E. Napoli, "Progettazione di un banco prova in scala 1/5 per analisi di carrelli ferroviari", *XXIX Congresso Nazionale AIAS*, 1, 2000.
- [35] A. Gugliotta, A. Somà, N. Bosso, "Dynamic behavior of a Railway Wheelset on a Roller Rig versus Tangent Track", *Shock and Vibration*, 11, pp. 467-492, 2004.
- [36] A. Gugliotta, A. Somà, N. Bosso, "Simulation of Narrow Gauge Railway Vehicles and Experimental Validation by mean of Scaled Tests on Roller Rig", *Meccanica*, pp. 211-223, 2008.
- [37] N. Bosso, A. Gugliotta, N. Zampieri, "Study of Adhesion and Evaluation of the Friction Forces Using a Scaled Roller-Rig", *5° World Tribology Congress*, 1, pp. 1-4, 2013.
- [38] M. Spiryagin, K. Soo Lee, H. Hee Yoo, "Control system for maximum use of adhesive forces of a railway vehicle in a tractive mode", *Mech. Syst. Signal Process*, 22, pp. 709–720, 2008.

- [39] M. Spiryagin, Y. Vivdenko, V. Spiryagin, M. Klipakov, "Anti-slip control system of a locomotive", Proceedings of the 17th International DAAAM Symposium, 2006.
- [40] Y. Matsumoto, N. Eguchi, A. Kawamura, "Novel re-adhesion control for train traction system of the 'Shinkansen' with the estimation of wheel-to-rail adhesive force", Proceedings of the 27th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON '01), Colorado, 2001.
- [41] H.J. Ryoo, S.J. Kim, G.H. Rim, Y.J. Kim, M.S. Kim, "Novel anti-slip/slide control algorithm for Korean high-speed train", Proceedings of the 29th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON'03), Virginia 2003.
- [42] M. Malvezzi, B. Allotta, L. Pugi, A. Rindi, "Control of a full scale locomotive roller rig for the simulation of wheel sliding", IEEE-ASME Proceedings of the Advanced Intelligent Mechatronics Conference (AIM), Switzerland, 2007.
- [43] O. Polach, "Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail, application of braking/traction control systems to the scaled active steering testbed in the railway vehicle", Veh. Syst. Dyn.: Int. J. Veh. Mech. Mobility, 35, pp. 7-22, 2001.
- [44] M.S. Kim, H.M. Hur, "Application of braking/traction control systems to the scaled active steering testbed in the railway vehicle", WSEAS Trans. Syst. Control, 4-7, pp. 296-305, 2009.
- [45] B. Allotta, L. Pugi, M. Malvezzi, F. Bartolini, F. Cangioli, "A scaled roller test rig for high-speed vehicles", Veh. Syst. Dyn.: Int. J. Veh. Mech. Mobility, 48, pp. 3-18, 2008.
- [46] A. Jaschinski, H. Chollet, S. Iwnicki, "The application of the roller rigs to railway vehicle dynamics", Veh. Syst. Dyn.: Int. J. Veh. Mech. Mobility, 31, pp. 345-392, 1999.

-
- [47] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà, M. Spiryagin, "Adhesion force estimation on 1/5 scaled test rig", Proceedings of the ECCOMAS Multibody Dynamics Conference, Poland, 2009.
- [48] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà, M. Spiryagin, "Methodology for the determination of wheel-roller friction coefficient on 1/5 scaled test rig", Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Roller/Wheel Systems (CM2009), Italy, 2009.
- [49] B. Croft, C. Jones, D. Thompson, "Velocity-dependent friction in a model of wheel-rail rolling contact and wear", Veh. Syst. Dyn.: Int. J. Veh. Mech. Mobility, 49, pp. 1791-1802, 2011.
- [50] F. Bucher, A.I. Dmitriev, M. Ertz, K. Knothe, V.L. Popov, S.G. Psakhie, E.V. Shilko, "Multiscale simulation of dry friction in wheel/rail contact", Wear, 261, pp. 874-884, 2006.
- [51] M. Spiryagin, K. Soo Lee, H. Hee Yoo, O. Kashura, O. Kostyukevich, "Modeling of adhesion for railway vehicles", J. Adhes. Sci. Technol., 22, pp. 1017-1034, 2008.
- [52] N. Bosso, N. Zampieri, "Real-time implementation of a traction control algorithm on a scaled roller rig", Vehicle System Dynamics, 2012.
- [53] U. Olofsson, K. Sundvall, "Influence of leaf, humidity and applied lubrication on friction in the wheel-rail contact: pin-on-disc experiments", Proc. Instn Mech. Engrs. Part F: J. Rail and Rapid Transit, 218, 2004.
- [54] J. Sundh, U. Olofsson, K. Sundvall, Seizure and wear rate testing of wheel-rail contacts under unlubricated conditions using pin-on-disc methodology, Wear, 265, pp. 1425-1430, 2008.
- [55] E. A. Gallardo-Hernandez, R. Lewis, "Twin disc assessment of wheel/rail adhesion", Wear, 265, pp. 1309-1316, 2008.
- [56] P. J. Bolton, P. Clayton, "Rolling-sliding wear damage in rail and tyre Steels", Wear, 93, pp. 145-165, 1994.
-

- [57] N. Tassini, X. Quost, R. Lewis, R. Dwyer-Joyce, C. Ariaudo, N. Kuka, "A numerical model of twin disc test arrangement for the evaluation of railway wheel wear prediction methods", *Wear*, 268, pp. 660-667, 2010.
- [58] A. Kapoor, F.J. Franklin, S.K. Wong, M. Ishida, "Surface roughness and plastic flow in rail wheel contact", *Wear*, 253, pp. 257-264, 2000.
- [59] D. Danks, P. Clayton, "Comparison of the wear processes for eutectoid rail steels: field and laboratory tests", *Wear*, 120, pp. 233-255, 1987.
- [60] R. Nilsson, "Wheel and rail wear-measured profile and hardness changes during 2.5 years for Stockholm commuter traffic", *Railway Engineering*, 2000.
- [61] K. Nagase, "A study of adhesion between the rails and running wheels on main lines: results of investigations by slipping adhesion test bogie", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 203, pp. 33-43, 1989.
- [62] W. Zhang, J. Chen, X. Wu, X. Jin, "Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig", *Wear*, 253, pp. 82-88, 2002.
- [63] F. Braghin, S. Bruni, F. Resta, "Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and a mathematical model", *Vehicle System Dynamics*, 37, pp. 478-489, 2002.
- [64] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Soma', "Comparison of different scaling techniques for the dynamics of a bogie on roller rig", *Vehicle System Dynamics*, 37, pp. 514-530, 2003.
- [65] ISO 2631, "Evaluation of human exposure to whole body vibration." International Standards Organisation, 1985.
- [66] ERRI B 153/RP 21 "Application of ISO standard 2631 to railway vehicles", Utrecht, 1993.
- [67] UIC 513, "Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles", Union internationale des chemins de fer, 1994.

- [68] UIC 518, "Test and approval of railway vehicles from the points of view of dynamic behaviour, safety, track fatigue and ride quality", Union internationale des chemins de fer, 1995.
- [69] ENV 12299, "Railway applications Ride comfort for passengers Measurement and evaluation", 1999.
- [70] F. Caputo, G. Lamanna, A. Soprano, "Scelta di una metodologia mista FEM-MB per l'analisi delle prestazioni biomeccaniche di una poltrona passeggero per uso ferroviario", 40° Convegno Nazionale AIAS, 2011.
- [71] E.S. Jung, S.H. Han, M. Jung, J. Choe, "Coach design for Korean high-speed train: a systematic approach to passenger seat design and layout", Applied Ergonomics, 29, pp. 507-519, 1998.
- [72] N. Nawayseh, M.J. Griffin, "Power absorbed during whole-body vertical vibration: effects of sitting posture, backrest and footrest", Journal of Sound and Vibration, 329, pp. 2928-2938, 2010.
- [73] J. Freeman, P. Matthews, "Review of two-point passenger restraints", Rail Safety and Standards Board, 1, pp. 1-116, 2005.
- [74] ERRI, "Interaction between vehicles and track", RP1: "Power spectral density of track irregularities". European Rail Research Institute, Project C116, 1971.
- [75] R. Sunder, A. Kolbasseff, K. Kieninger, A. Röhm, J. Walter, "Operational Experiences with Onboard Diagnosis System for High Speed Trains", WCRR, 2001.
- [76] M. Bannasch, "Railway Condition Monitoring System – Onboard diagnosis for bogies of high-speed trains", UIC Workshop Track/Vehicle Interaction, 17, France, 2005.
- [77] O. Takuya, Y. Koichi, O. Nobuyuki, T. Katsuya, "Condition Monitoring for Shinkansen Bogies Based on Vibration Analysis", Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, 2, pp. 133-144, 2009.

- [78] G. Kuře, R. Schmiechen, "Solutions for railway bogie condition monitoring", SKF Evolution magazine, 1, pp. 25-27, 2010.
- [79] G. Kuře, "Condition monitoring: the apotheosis of maintenance", International Railway Journal, 49, pp. 42-43, 2009.
- [80] S. Kalay, P. French, H.M. Tournay, "The Safety Impact of Wagon Health Monitoring in 6 North America", Proceedings of the World Congress on Railway Research, France, 2011.
- [81] J. Hart, "A Machine Vision System for Monitoring Railcar Health: Preliminary Results" Technology Digest TD04-008. AAR, USA, 2004.
- [82] R. Walker, "Acoustic Bearing Detectors and Bearing Failures," Technology Digest TD07-024 AAR, 2007, USA.
- [83] European Railway Agency, "Impact Assessment on the use of Derailment Detection Devices in the EU Railway System", Final Report, ERA/REP/03-2009/SAF.
- [84] L. Gasparetto, S. Alfi, S. Bruni, "Data-driven condition based monitoring of high-speed railway bogies", International Journal of Rail Transportation, 1, pp. 42-56, 2013.
- [85] H. Tournay, R. Walker, S. Chapman, "Inspection and Maintenance of Poorly Performing Cars Identified by Hunting Detectors," Technology Digest TD07-005 AAR, 2007, USA.
- [86] B.P. Graney, K. Starry, "Rolling Element Bearing Analysis", Materials Evaluation, 70, pp. 78-85, 2011.
- [87] W.H. Sneed, R.L. Smith, "On-board real-time railroad bearing defect detection and monitoring", Proceedings of the 1998 ASME/IEEE Joint Rail Conference.
- [88] A. C. Lamari, "Rolling stock bearing condition monitoring systems", dissertation in fulfillment of ENG4111 and ENG4112 Research Project,

University of Southern Queensland Faculty of Engineering and Surveying, 2008.

- [89] J. Madejski, "Automatic detection of flats on the rolling stock wheels", *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 16, pp. 160-163, 2006.
- [90] A. Bracciali, G. Lionetti, M. Pieralli, "Effective Wheel Flats Detection Through A Simple Device", *Techrail Workshop*, France, 2002.
- [91] M. Meywerk, "Polygonalization of railway wheels", *Archive of Applied Mechanics*, 69, pp. 105-120, 1999.
- [92] N. J. Redondo, N. Bosso, L. Zeni, A. Minardo, F. Schubert, F. Heinicke, A. Simroth, "Automated and Cost Effective Maintenance for Railway (ACEM–Rail)", *Procedia - Social and Behavioral Sciences*, 48, pp. 1058-1067, 2012.